

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-078843
 (43)Date of publication of application : 23.03.1999

(51)Int.Cl. B60T 8/58
 B60T 8/00

(21)Application number : 10-204108 (71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV
 LAB INC

(22)Date of filing : 17.07.1998 (72)Inventor : UMENO KOJI
 ONO HIDEKAZU
 YAMAGUCHI HIROYUKI
 ASANO KATSUHIRO
 SUGAI MASARU

(30)Priority

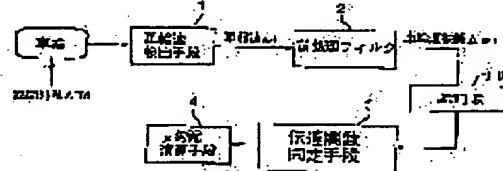
Priority number : 09209780 Priority date : 18.07.1997 Priority country : JP

(54) WHEEL CONDITION ESTIMATING DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To precisely estimate a road surface μ gradient in spite of changes of tire air pressure, etc.

SOLUTION: This device is composed of a wheel velocity detecting means 1 detecting the wheel velocity ω_1 , a pretreatment filter 2 extracting a vibration component $\Delta \omega_1$ from the detected wheel velocity, a selecting means 10 selecting output (wheel velocity vibration) $\Delta \omega_1$ which is input to a transfer function identification means 3 among the extracted vibration components $\Delta \omega_1$, the transfer function identification means 3 which estimates parameters of a transfer function of a continuous time model based on a vibration model of a wheel resonance system from the selected output $\Delta \omega_1$ by a least-squares method, a μ gradient calculating means 4 calculating physical quantity concerning to the slip between tires and the road from the identified parameters of the transfer function. The estimating precision of the road face μ gradient is improved, because the road surface μ gradient is estimated by selecting a periodic signal from among the extracted vibration components $\Delta \omega_1$.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 21.03.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 11-78843

(43) 公開日 平成 11 年 (1999) 3 月 23 日

(51) Int. Cl.
B60T 8/58
8/00

識別記号 勤内整理番号

F I
B60T 8/58
8/00

技術表示箇所
2
2

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 29 頁)

(21) 出願番号 特願平 10-204108
(22) 出願日 平成 10 年 (1998) 7 月 17 日
(31) 優先権主張番号 特願平 9-209780
(32) 優先日 平 9 (1997) 7 月 18 日
(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003609
株式会社豊田中央研究所
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1
(72) 発明者 梅野 孝治
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
(73) 発明者 小野 英一
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
(74) 代理人 弁理士 中島 淳 (外 1 名)

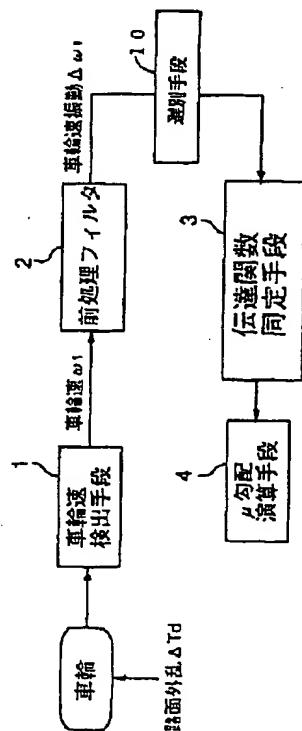
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車輪状態推定装置

(57) 【要約】

【課題】タイヤ空気圧等の変動に係わらず、路面 μ 勾配を高精度に推定する。

【解決手段】車輪速度 ω を検出する車輪速検出手段 1 と、検出された車輪速度から振動成分 $\Delta \omega$ を抽出する前処理フィルタ 2 と、抽出された振動成分 $\Delta \omega$ の中から伝達関数同定手段 3 に入力する出力 (車輪速振動) $\Delta \omega$ を選別する選別手段 10 と、選別された出力 $\Delta \omega$ から車輪共振系の振動モデルに基づく連続時間モデルの伝達関数のパラメータを最小自乗法により推定する伝達関数同定手段 3 と、同定された伝達関数のパラメータからタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を演算する μ 勾配演算手段 4 と、から構成する。抽出された振動成分 $\Delta \omega$ の内、周期的な信号を選別して路面 μ 勾配を推定するので、路面 μ 勾配の推定精度が向上する。



第 5 の実施形態のプロック図

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系における車輪状態を推定する車輪状態推定装置であって、

前記車輪共振系への加振入力に対する応答出力を検出する検出手段と、

加振入力から応答出力までの前記車輪共振系の伝達特性を、少なくともタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を車輪状態の未知要素として含む振動モデルで表し、該振動モデルに基づいて、少なくとも前記検出手段により検出された応答出力を略満足させるような前記未知要素を推定する推定手段と、
を有することを特徴とする車輪状態推定装置。

【請求項 2】 前記検出手段により検出された応答出力に基づいて、前記振動モデルを修正する修正手段をさらに有することを特徴とする請求項 1 の車輪状態推定装置。

【請求項 3】 前記振動モデルが、タイヤのねじればね定数に関する物理量を車輪状態の未知要素としてさらに含むことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 の車輪状態推定装置。

【請求項 4】 前記車輪共振系へ加振入力を与える加振手段をさらに有することを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 のいずれか 1 項の車輪状態推定装置。

【請求項 5】 前記加振手段により前記車輪共振系へ与えられる加振入力を検出する加振入力検出手段をさらに有することを特徴とする請求項 4 の車輪状態推定装置。

【請求項 6】 前記検出手段により検出された応答出力に基づいて、該応答出力が周期的な出力か否かを判断するための判断値を算出する算出手段と、
前記算出手段により算出された判断値に基づいて、前記検出手段により検出された応答出力の中から前記推定手段に入力する出力を選別する選別手段と、
を更に備え、

前記推定手段は、前記未知要素を推定する際は、前記選別手段により選別された出力を用いることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 5 の何れか 1 項の車輪状態推定装置。

【請求項 7】 前記算出手段は、前記判断値として、前記検出手段により検出された応答出力と該応答出力を該応答出力の周期的な部分が該応答出力の変化に対応して変化するように変換した値との相関係数を算出する請求項 6 の車輪状態推定装置。

【発明の詳細な説明】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車輪状態推定装置に係り、より詳しくは、タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系の振動モデルに基づいて、該車輪共振系の応答出力などから車輪状態を推定する車輪状態推定装置に関する。

【従来の技術】 近年、自動車に対する安全志向の高まり

から、予防安全技術の研究開発が進められ、その代表的な安全装置であるアンチロックブレーキシステム（A B S）は、既に多くの乗用車に装備されている。

【0001】 こうした中、タイヤの共振現象に着目した新しい原理の A B S 制御が提案され、検討が進められている（特願平 7-220920 号等）。本技術は、タイヤがグリップしている時の共振周波数と等しい周波数成分を有する微小励振をブレーキ圧に与え、そのときのタイヤ共振系の共振ゲイン（車輪速度の共振周波数での微小振幅／ブレーキ圧の励振振幅）に基づいて、平均ブレーキ圧を制御するものである。

【0002】 この共振ゲインは、いわゆる $S - \mu$ 特性（スリップ率 S に対する摩擦係数 μ の変化曲線）において、摩擦係数 μ のスリップ率 S に対する勾配と関連した物理量であることがわかっており、該共振ゲインに基づき制動時におけるタイヤー路面間のすべり易さに関する摩擦特性を推定できるものとして期待されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記従来技術は、タイヤ共振系の共振周波数が既知であることを前提にしているため、タイヤ交換やタイヤ空気圧の変動によって共振周波数が変化した場合に即座に対応できない、という問題点がある。例えば、タイヤ空気圧が低下すると、タイヤが路面にグリップしているときの共振周波数は低い側に変動するので、共振ゲインの値が小さくなり、予め定められた基準ゲインと比較することによるピーク直前の状態の検出精度が低下する。

【0004】 さらに、上記従来技術では、共振ゲインを演算する際にブレーキ圧を微小励振するが、ブレーキ部の構造によっては、この微小励振をブレーキ時にしか与えることができないため、このようなブレーキ部を持つ車種の場合、路面状態推定の機会がブレーキ時に限られるという問題点がある。また、駆動時や定常走行時などのようにブレーキ圧の微小励振が好ましくない場合もある。

【0005】 本発明は、上記事実に鑑みなされたもので、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、等しく路面状態を推定可能であると共に、タイヤ交換やタイヤ空気圧の変動による共振周波数の変化に係わらず、常に高精度にタイヤー路面間のすべり易さに関する摩擦特性を推定しつつ該摩擦特性に基づいて高精度な A B S 制御を可能とする車輪状態推定装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を実現するためには、請求項 1 の発明は、タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系における車輪状態を推定する車輪状態推定装置において、前記車輪共振系への加振入力に対する応答出力を検出する検出手段と、加振入力から応答出力までの前記車輪共振系の伝達特性を、少なくともタイ

ヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を車輪状態の未知要素として含む振動モデルで表し、該振動モデルに基づいて、少なくとも前記検出手段により検出された応答出力を略満足させるような前記未知要素を推定する推定手段と、を有することを特徴とする。

【0007】また、請求項2の発明は、請求項1の発明において、前記検出手段により検出された応答出力に基づいて、前記振動モデルを修正する修正手段と、をさらに有することを特徴とする。

【0008】また、請求項3の発明は、請求項1又は請求項2の前記振動モデルが、タイヤのねじればね定数に関する物理量を車輪状態の未知要素としてさらに含むことを特徴とする。

【0009】さらに、請求項4の発明は、請求項1乃至請求項3のいずれか1項の発明において、前記車輪共振系へ加振入力を与える加振手段と、をさらに有することを特徴とする。

【0010】さらに、請求項5の発明は、請求項4の発明において、前記加振入力手段により前記車輪共振系へ与えられる加振入力を検出する加振入力検出手段と、をさらに有することを特徴とする。更に、請求項6の発明は、請求項1乃至請求項5の何れか1項の発明において、前記検出手段により検出された応答出力に基づいて、該応答出力が周期的な出力か否かを判断するための判断値を算出する算出手段と、前記算出手段により算出された判断値に基づいて、前記検出手段により検出された応答出力の中から前記推定手段に入力する出力を選別する選別手段と、を更に備え、前記推定手段は、前記未知要素を推定する際は、前記選別手段により選別された出力を用いることを特徴とする。また、請求項7の発明は、請求項6の発明において、前記算出手段は、前記判断値として、前記検出手段により検出された応答出力と該応答出力を該応答出力の周期的な部分が該応答出力の変化に対応して変化するように変換した値との相関係数を算出する。なお、上記変換は、偶数回微分、偶数回差分、偶数回積分、及び偶数回増分の何れかにより行う。また、前記算出手段は、前記検出手段により応答出力が所定個数検出される毎に前記判断値を算出する。

(本発明の原理) 本発明の原理について図1～図3の図面を参照して説明する。ここで、図1は、車輪共振系の等価力学モデル、図2は、図1の車輪共振系の伝達特性を規定するタイヤと路面との間の摩擦特性、図3は、図 $\omega_1 - \omega_2$

$$S_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

【0016】同様に、車両がある速度vで走行している時から、ドライバがアクセルペダルを踏んで加速していく場合でも、タイヤと路面との間にスリップが生じる

1の車輪共振系の伝達特性において、加振入力から応答出力までの振動モデルの例を図示したものである。

【0011】まず、図1に示すように、車両が車体速度v(角速度換算で ω_1)で走行している時の車輪での振動現象、すなわち少なくとも車輪と路面とによって構成される車輪共振系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した力学モデルを参照して考察する。なお、図1において示された諸量は、以下の通りである。

【0012】

- 10 J₁ : リム側の慣性モーメント
J₂ : ベルト側の慣性モーメント
K : タイヤのねじればね定数
T₁ : 制駆動トルク(駆動側が正符号)
 ω_1 : リム側の角速度
 ω_2 : ベルト側の角速度
 θ : リム-ベルト間のねじれ角度
T_{ext} : 路面外乱
T₁ : タイヤ-路面間の発生力

図1の車輪共振系の力学モデルにおいて、リムに作用した制駆動トルクT₁は、タイヤのねじればね定数Kを介してベルトに伝達し、該ベルト表面を介して路面に作用する。このとき、車輪には、ベルトと路面との接地点を基点として、路面から制駆動トルクT₁の反作用としての発生力T₁が作用する。

【0013】この発生力T₁は、タイヤと路面との間の摩擦力によるものであり、制駆動トルクT₁の方向と反対方向に作用する。すなわち、発生力T₁は、駆動時にリムに駆動トルクT₁が作用する場合、車輪回転方向(ω_1 の方向)と反対方向に作用し、ブレーキ制動時に制動トルクT₁が作用する場合、車輪の回転方向に作用する。また、路面に凹凸がある場合などでは、この凹凸によって発生した路面外乱△T_{ext}のトルクもタイヤに作用する。

【0014】ここで、車両がある速度v(回転系に変換した値を ω_1)で走行している時から、ブレーキをかけていくとタイヤと路面との間にスリップが生じるが、このときタイヤと路面との間に発生した発生力T₁は、以下の式で表されるスリップ率S₁に対して、図2の関数関係のように変化する。

40 【0015】

【数1】

(1-1)

が、このときの発生力T₁は、以下の式で表されるスリップ率S₁に対して、図2の関数関係のように変化する。

【0017】

$$S_z = \frac{\omega_z - \omega_v}{\omega_z}$$

【数2】

(1-2)

【0018】ここで、車輪の回転方向を正方向とする
と、タイヤ-路面間の発生力 T_z を、次式のように表す

$$\text{制動時: } T_z = WR\mu(S_z) \quad (2)$$

$$\text{駆動時: } T_z = -WR\mu(S_z) \quad (3)$$

ここに、Wは輪荷重、Rはタイヤの動荷重半径、 μ はタイヤと路面との間の摩擦係数である。なお、 μ は、スリップ率 S_z 或いは S_1 の関数として表されている。

【0020】図2の $S - \mu$ 曲線に示すように、スリップ率0のときは発生力 T_z は0であるが、ある正のスリップ率において、制動時の発生力 T_z は正のピーク値をとり、ある負のスリップ率において、駆動時の発生力 T_z は負のピーク値をとる関係が成り立っていることがわかる。また、種々の動作点において、スリップ率に対する発生力の勾配は、例えばピーク値の時には0近傍の値というように、各々固有の値をとるので、該勾配を用いることによって、タイヤと路面との間のすべり易さを表す

$$\Delta\omega_z = H_z(s) \Delta T_z \quad + H_z(s) \Delta T_z \quad (4)$$

ここに、

【0024】

$$H_1(s) = \frac{J_2 s^2 + D_0 s + K}{J_1 J_2 s^3 + J_1 D_0 s^2 + K(J_1 + J_2)s + K D_0} \quad (5)$$

$$H_2(s) = \frac{K}{J_1 J_2 s^3 + J_1 D_0 s^2 + K(J_1 + J_2)s + K D_0} \quad (6)$$

【0025】である。なお、sはラプラス演算子である。また、 D_{10} は、制動時、駆動時に応じて、それぞれ次式の D_{10} 、 D_{20} によって表される。

$$D_{10} = WR \frac{\partial \mu}{\partial S_1} \Big|_{S_1=S_{10}} \frac{1}{\omega_{v0}} \quad (7)$$

$$D_{20} = WR(1 - S_{20})^2 \frac{\partial \mu}{\partial S_2} \Big|_{S_2=S_{20}} \frac{1}{\omega_{v0}} \quad (8)$$

【0027】ここに、 S_{10} 、 S_{20} は、それぞれ制動時、駆動時におけるある動作点でのスリップ率であり、 ω_{v0} は、該動作点での車体速度である。

【0028】(7)式より、 D_{10} は、動作点でのスリップ率 S_{10} における $S - \mu$ 曲線の勾配 ($\partial \mu / \partial S_{10}$) 及び輪荷重 W に比例し、該動作点での車体速度 ω_{v0} に反比例する。また、 S_{10} が0に近いところでは、 D_{10} に関して

$$D_{10} = WR \frac{\partial \mu}{\partial S_1} \Big|_{S_1=S_{10}} \quad (9)$$

$$D_{20} = WR \frac{\partial \mu}{\partial S_2} \Big|_{S_2=S_{20}} \quad (10)$$

ことができる。

【0019】

$$\text{制動時: } T_z = WR\mu(S_z) \quad (2)$$

$$\text{駆動時: } T_z = -WR\mu(S_z) \quad (3)$$

ことができる。

【0021】ここで、図1の力学モデルにおいて、リムに作用する制駆動トルクを平均的な制駆動トルク T_z の回りに振幅 ΔT_z で励振すると、この励振トルク成分は車輪速度 ω_z の回りの振動成分 $\Delta\omega_z$ となつて現れる。また、路面外乱 T_z に振動成分 ΔT_z がある場合、車輪速度の振動成分 $\Delta\omega_z$ には、該外乱によって発生した振動成分も加わることになる。

【0022】そこで、図1の車輪共振系の伝達特性を、図2の種々の動作点における振動モデルで表すと、次式のようになる。

【0023】

$$\Delta\omega_z = H_z(s) \Delta T_z \quad (4)$$

【数3】

【0026】

【数4】

も同様のことが成立する。

【0029】なお、ここまで μ がスリップ率依存性を持つと仮定したが、スリップ速度依存性を持つ場合は、 $S_1 = \omega_z - \omega_v$ 、 $S_2 = \omega_z - \omega_v$ と再定義することによって、

【0030】

【数5】

【0031】と表すことができる。この場合も、D_{1,2,3}は、動作点でのスリップ率S_{1,2,3}におけるS-μ曲線の勾配及び輪荷重Wに比例することになる。

【0032】以上述べた振動モデルは、任意の動作点での動作を表しているので、その特殊なケースとして、制動も駆動も行われていない定常走行の場合も記述している。定常走行の場合、動作点は、S-μ曲線の原点となり、D₁=D₂=D₃は、原点でのμ勾配を表している

$$H_1(s) = \frac{J_2 s^2 + D_0 s + K}{J_1 D_0 s^2 + K(J_1 + J_2)s + K D_0} \quad (11)$$

$$H_2(s) = \frac{K}{J_1 D_0 s^2 + K(J_1 + J_2)s + K D_0} \quad (12)$$

【0035】このように上記振動モデルは、タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系において、該共振系への加振入力トルク(△T₁)及び凹凸のある路面上をタイヤが転がることによって起る路面加振(△T₂)に対する応答出力としての車輪速振動(△ω₁)の応答を表しており、さらに、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量D₁を含んでいることがわかる。

【0036】なお、以上の振動モデルにおける加振入力から応答出力までの伝達の様子を図示すると、図3のようになる。

【0037】この振動モデルの妥当性は実験結果によって示すことができる。図4(A)及び図4(B)は、ある一定の車体速度において、ブレーキ圧力P₁に加振入力を重畠して制動をかけ、その時の加振入力から車輪速振動までの伝達特性を、ブレーキ圧力P₁の種々の値(0.98[MPa]～4.90[MPa])について実験して得られた結果である。なお、図4(A)は、ブレーキ圧力P₁の加振振幅に対する車輪速振動の比(共振ゲイン)の周波数特性(振幅特性)、図4(B)は、ブレーキ圧力P₁の振動から車輪速振動までの位相特性を示す。

【0038】図4(A)に示すように、共振周波数(約40Hz)付近の共振ゲインのピークは、ブレーキ圧力を増加していくに従い、減少していくことがわかる。また、図4(B)に示すように、ブレーキ圧力から車輪速振動までの位相は、ブレーキ圧力P₁の大小に応じて、共振周波数付近を境とした位相特性が大きく異なっている様子がわかる。

【0039】ここで、ブレーキ圧力P₁の増加により、スリップ率及び制動力が増加し、S-μ曲線の勾配は減少することになるので、P₁が増加することとS-μ曲線の勾配D₁が減少することとはほぼ同じ物理的意味を持つ。従って、D₁を変化させた場合でも図4(A)及び図4(B)と同様の結果が得られることは予想できる。

【0040】一方、本発明の上記振動モデルに基づい

ことになる。

【0033】また、上記振動モデルは、ラプラス演算子sに関して3次のシステムで表現されているが、振動という物理現象を記述するには、2次で十分と考えられる。そこで、同3次モデルを2次モデルに近似すると次式を得る。

【0034】

【数6】

て、ブレーキ加振入力に対する車輪速振動の応答特性を計算すると、図5(A)のような振幅特性、及び図5(B)のような位相特性が得られる。図5(A)に示すように、共振周波数(40Hz)において、S-μ曲線の勾配D₁を減じていくと、図4(A)と同様に共振ピークが減少する特徴があることがわかる。また、図5(B)に示すように、勾配D₁の大小に応じて、共振周波数付近を境とした位相特性が大きく異なっており、図4(B)と類似の特徴を有することがわかる。これより、本発明の振動モデルは、実際の車輪共振系の伝達特性を良く表しているといえる。

【0041】また、図6(A)及び図6(B)は、それぞれアスファルト路(乾燥路)及びダート路を実際に走行した時に得られた駆動輪(右後輪及び左後輪)の車輪速振動の周波数スペクトルである。

【0042】アスファルト路(図6(A))では、共振ピークが明瞭に現れているが、ドリフト走行等によって、タイヤが空転に近い状態で走行しているダート路(図6(B))では、共振ピークが現れていないことがわかる。

【0043】一方、図7(A)及び図7(B)は、本発明の振動モデルに基づいて、タイヤ路面加振入力に対する車輪速振動の振幅特性及び位相特性をそれぞれ示したものである。同図においても、S-μ曲線の勾配D₁を減じていくと、共振ピークが消滅していくため、実験結果の特徴と良く一致していることがわかる。

【0044】本発明は、以上述べたように、実際の伝達特性を良く表している振動モデルに基づいて、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量D₁を推定するものである。すなわち、本発明の推定手段は、少なくともタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を車輪状態の未知要素として含む上記振動モデルに基づいて、少なくとも前記検出手段により検出された応答出力を略満足させるような前記未知要素を推定する。

【0045】また、請求項3の発明のように、振動モデルが、タイヤのねじればね定数Kに関する物理量を車輪

状態の未知要素としてさらに含んでいる場合には、推定手段によって、タイヤのねじればね定数Kや該定数に関する物理量を推定することもできる。なお、タイヤのねじればね定数に関する物理量として、車輪共振系の共振周波数などがある。

【0046】次に、本発明の推定手段による推定原理を説明する。図3に示すように、本発明の振動モデルを、伝達関数1及び伝達関数2で表す例の場合には、推定手段による未知要素の推定は、これらの伝達関数を同定することと等価である。

【0047】ここで、同定する伝達関数として良く用いられるものに、z変換した離散化モデルがあるが、離散時間モデルを同定する場合には、

① 離散時間モデルの同定精度は、サンプリング周期に依存するため、適切なサンプリング周期を得るために多くの試行錯誤が伴う。

$$G_1(s) = \frac{b_0 s^2 + b_1 s + b_2}{s^2 + a_1 s + a_2} \quad (11-2)$$

$$G_2(s) = \frac{b_2}{s^2 + a_1 s + a_2} \quad (12-2)$$

【0052】を同定すべき伝達関数とすることができる。このとき、請求項4の発明のように、加振入力として、励振トルク ΔT_1 を車輪共振系へ与える場合、励振トルクと比して路面外乱を微小として、これを無視すると、(4)式より、

$$\Delta \omega_1 = \Delta G_1(s) \Delta T_1$$

が得られる。

【0053】例えば、最小自乗法を用いる場合、上式を、未知パラメータ $[a_1, a_2, b_0, b_1, b_2]$ 若しくは $[a_1, a_2, b_0]$ について一次関数の形式で変形した式に、検出された $\Delta \omega_1$ を順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータを推定することができる。

【0054】ここで、請求項5の発明のように、加振入力検出手段によって、加振入力手段により前記車輪共振系へ与えられる加振入力 ΔT_1 を検出できる場合は、未知パラメータ $[a_1, a_2, b_0, b_1, b_2]$ のすべてを推定することができる。一方、 ΔT_1 を検出しない場合は、 $[a_1, a_2]$ が推定可能となる。

【0055】このように加振入力を車輪共振系へ与える場合には、凹凸の少ない良好な路面を走行中でも、未知

【0048】② 離散時間モデルで同定した後、系を構成する物理量を演算するために、連続時間モデルに逆変換しなければならないが、その演算には高等関数を必要とし、演算時間、演算誤差が増大する。さらに、その逆変換は一意に定まらない。という問題点があるため、路面のすべり易さに対応する物理量を求めるためのモデルとしては問題がある。

【0049】このため、本発明では、連続時間モデルを同定することとする。連続時間モデルの同定では、前記10離散時間モデルの同定に伴う問題点がなく、路面のすべり易さに対応する物理量が直接的に演算できるというメリットがある。

【0050】例えば、2次の連続時間モデルの伝達関数を同定する場合、(11)、(12)式を変形して得られる

【0051】

【数7】

パラメータを高精度で推定することができる。

【0056】一方、励振トルク ΔT_1 を与えない場合、

30 $\Delta T_1 = 0$ として(4)式より得られる

$$\Delta \omega_1 = \Delta G_1(s) \Delta T_1$$

を、未知パラメータ $[a_1, a_2]$ について一次関数の形式で変形した式に、検出された $\Delta \omega_1$ を順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータを推定することができる。この場合、励振トルク ΔT_1 の印加ができない場合などでも未知パラメータを推定できるというメリットがある。

【0057】なお、同定誤差を抑えるために種々の修正最小自乗法を用いてもよい。修正最小自乗法としては、40 従来より良く知られている補助変数法や拡大最小自乗法、一般化最小自乗法を用いることができる。

【0058】そして、本発明の推定手段は、振動モデルの伝達関数(11)式と(11-2)式との対応関係若しくは(12)式と(12-2)式との対応関係から、推定されたパラメータ a_1, a_2 を用いて路面 μ 勾配 D_μ に関係する物理量を、

【0059】

【数8】

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{D_0}{J_1 + J_2}$$

【0060】と推定し、タイヤのねじればね定数に関する物理量を、

$$a_1 = K / J_1$$

と推定することができる。また、これより、車輪共振系の共振周波数を推定することもできる。

【0061】このように路面 μ 勾配 D_0 に関係する物理量が演算できること、該物理量が小さいときはタイヤと路面との間の摩擦特性は飽和状態と判定でき、路面のすべり易さが直ちに判定できる。また、 μ 勾配 D_0 は、タイヤのねじればね定数が既知であることを前提にしないで求められるので、タイヤ交換やタイヤ空気圧の変動によって共振周波数が変化したか否かに係わらず、高精度にタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を求めることができる。さらに、タイヤのねじればね定数に関する物理量の推定値に基づいてタイヤ空気圧の診断が可能となる。

【0062】また、請求項 2 の発明では、検出された応答出力に基づいて振動モデルを修正する。例えば、同定精度を向上させるために、振動モデルの伝達関数の前段に、車輪共振系の共振周波数に対応する周波数特性を有する前処理手段を設けた場合、この前処理手段のパラメータを、検出された応答出力に基づく最小自乗法の演算と共に適応的に変化させる。この場合、前処理手段のパラメータを伝達関数のパラメータで表すことができる。そして、変化した前処理手段と、伝達関数とを通過した応答出力により、再び伝達関数のパラメータが更新される。このようにして、前処理手段の周波数特性が、タイヤのねじればね定数の変動に応じた共振周波数に適応した周波数特性に近づいていくので、前処理手段のパラメータを固定とする場合と比べてより高精度の推定が可能となる。更に、請求項 6 の発明に係る算出手段は、前記検出手段により検出された応答出力に基づいて、該応答出力が周期的な出力か否かを判断するための判断値を算出する。ここで、算出手段は、上記判断値として、検出手段により検出された応答出力と該応答出力を該応答出力の周期的な部分が該応答出力の変化に対応して変化するように変換した値との相関係数を算出するようにしてもよい。なお、上記変換は、偶数回微分、偶数回差分、偶数回積分、及び偶数回増分の何れかである。ここで、大きさが突発的に大きな応答出力を上記のように変換しても、変換した値には周期的な部分以外の成分が多く含まれる。即ち、突発的な応答出力を上記のように変換した値は該応答出力の変化に対応して変化しないので、突発的な応答出力と該応答出力を上記のように変換した値との相関は小さい。また、周期的な変化が顕著に現れな

い出力を上記のように変換した値には、該応答出力の変化に対応して変化するように変換された成分が少ない。よって、周期的な変化が顕著に現れない出力と該応答出力を上記のように変換した値との相関は小さい。なお、

- 10 算出手段は、検出手段により応答出力が所定個数（例えば、1 個）検出される毎に上記判断値を算出するようにしてもよい。そして、選別手段は、記算出手段により算出された判断値に基づいて、検出手段により検出された応答出力の中から前記推定手段に入力する出力を選別する。そして、推定手段は、上記未知要素を推定する際は、選別手段により選別された出力を用いる。このように、応答出力が周期的な出力か否かを判断するための判断値を算出し、算出した判断値に基づいて、検出された応答出力の中から推定手段に入力する出力を選別し、選別された出力を用いて上記未知要素を推定するので、大きさが突発的に大きな応答出力や周期的な変化が顕著に現れない出力を除去した応答出力に基づいて上記未知要素を推定することができる。

【発明の実施の形態】以下、本発明の車輪状態推定装置の各実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

（第 1 の実施の形態）第 1 の実施の形態の車輪状態推定装置は、路面外乱 ΔT_x のみが加振入力として車輪共振系に入力されている場合に μ 勾配を演算するものであり、第 1 の態様と第 2 の態様とがある。

- 30 【0063】図 8 には、第 1 の実施の形態に係る車輪状態推定装置の第 1 の態様の構成が示されている。同図に示すように、本車輪状態推定装置は、各車輪の車輪速度 ω_i を検出する車輪速検出手段 1 と、検出された各車輪の車輪速度 ω_i から路面外乱 ΔT_x を受けた車輪共振系の応答出力としての各車輪の車輪速振動 $\Delta \omega_i$ を検出する前処理フィルタ 2 と、図 3 の振動モデルに基づいて、検出された車輪速振動 $\Delta \omega_i$ を満足するような各車輪の伝達関数を最小自乗法を用いて同定する伝達関数同定手段 3 と、同定された伝達関数に基づいてタイヤと路面との間の摩擦係数 μ の勾配を各車輪毎に演算する μ 勾配演算手段 4 と、から構成される。

- 40 【0064】図 8 において、車輪速検出手段 1 は、車輪速度に応じたセンサ出力信号を出力するいわゆる車輪速センサと、該センサ出力信号から各車輪の実際の回転速度信号を演算する演算手段と、から構成することができる。

- 【0065】また、前処理フィルタ 2 は、本車輪共振系の共振周波数と予想される周波数を中心として一定の帯域の周波数成分のみを通過させるバンドパスフィルタや、該共振周波数成分を含む高帯域の周波数成分のみを

通過させるハイパスフィルタなどで構成することができる。なお、第1の態様では、このバンドパスフィルタあるいはハイパスフィルタの周波数特性を規定するパラメータを一定値に固定したものであり、後述する第2の態様では、このパラメータを伝達関数同定手段3で同定されたパラメータに適応させて変化させていくものである。

【0066】なお、この前処理フィルタ2の出力は、直

$$F(s) = \frac{1}{\sum_{i=0}^m c_i s^{m-i}}$$

【0069】とする。ただし、 c_i はフィルタ伝達関数の係数、 s はラプラス演算子である。次に、伝達関数同定手段3が依拠する演算式を導出しておく。なお、本実施の形態では、前処理フィルタ2の演算を、伝達関数同定手段3の演算に含めて実施する。

【0070】まず、第1の実施の形態で同定すべき伝達

$$\Delta\omega_1 = \frac{b_2}{\sum_{i=0}^1 a_i s^{2-i}} \Delta T_d + v, \quad a_0 = 1 \quad (15)$$

【0072】の振動モデルを仮定する。ここに、 v は車輪速信号を観測するときに含まれる観測雑音である。(1)

5)式を変形すると、次式を得る。

$$\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} \Delta\omega_1 = b_2 \Delta T_d + \sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} v \quad (16)$$

【0074】まず、(16)式に(14)式の前処理フィルタを掛けた得られた式を離散化する。このとき、 $\Delta\omega_1$ 、 ΔT_d 、 v は、サンプリング周期 T_s 每にサンプリングされた離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ 、 $\Delta T_d(k)$ 、 $v(k)$ (k はサンプリング番号 : $k=1, 2, 3, \dots$) として表される。また、ラプラス演算子 s は、所定の離散化手法を用いて離散化することができる。本実施の形態では、1例として、次の双一次変換により離散化するものとする。なお、 d は1サンプル遅延演算子である。

【0075】

$$\sum_{i=0}^2 a_i \xi_{ri}(k) = b_2 \xi_{u2}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) \quad (17)$$

ただし、

$$\xi_{ri}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta\omega_1(k) \quad (18)$$

$$\xi_{u2}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^2 (1+d)^2 F_0(d) \Delta T_d(k) \quad (19)$$

$$\xi_{vi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) v(k) \quad (20)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^2 c_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (21)$$

流成分を除去したものとする。すなわち、車輪速度 ω の回りの車輪速振動 $\Delta\omega$ のみが抽出される。

【0067】いまここで、前処理フィルタ2の伝達関数 $F(s)$ を、

【0068】

【数9】

(14)

関数は、路面外乱 ΔT_d を加振入力として、このとき前処理フィルタ2により検出された車輪速振動 $\Delta\omega$ を応答出力とする2次のモデルとする。すなわち、

【0071】

【数10】

【0073】

【数11】

【数12】

$$S = \frac{2}{T_s} \frac{1-d}{1+d}$$

【0076】また、前処理フィルタの次数 m は、2以上が望ましいので、本実施の形態では、演算時間も考慮して $m=2$ とし、これによって次式を得る。

【0077】

【数13】

(18)

(19)

(20)

(21)

【0078】また、最小自乗法に基づいて、車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の各データから伝達関数を同定するために、(17)式を、同定すべきパラメータに関して一次関数の形式となるように、次式のように変形する。なお、"!"を行

$$\xi_{y0}(k) = \zeta^T(k)\theta + r(k) \quad (22)$$

ここに、

列の転置とする。

【0079】

【数14】

$$\begin{aligned} \zeta(k) &= [-\xi_{y1}(k) \ - \xi_{yz}(k)]^T \\ \theta &= [a_1 \ a_2]^T \\ r(k) &= b_2\xi_{uz}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i\xi_{yi}(k) \end{aligned} \quad (23)$$

【0080】である。上式において、 θ が同定すべき伝達関数のパラメータとなる。次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0081】伝達関数同定手段3では、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の離散化データを(22)式に順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータ θ を推定し、これにより伝達関数を同定

$$\hat{\theta}(N) = \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \xi_{y0}(k) \right] \quad (24)$$

【0084】ここに、記号"!"の冠した量をその推定値と定義することにする。また、上記最小自乗法は、次の漸化式によってパラメータ θ を求める逐次型最小自乗

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\xi_{y0}(N) - \zeta^T(N)\hat{\theta}(N-1)] \quad (25)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)\zeta(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)\zeta(N)} \quad (26)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{I - h(N)\zeta^T(N)\}P(N-1) \quad (27)$$

【0086】ここに、 ρ は、いわゆる忘却係数で、通常は0.95~0.99の値に設定する。このとき、初期値は、

$$\hat{\theta}(-1) = 0, \ P(-1) = \alpha I, \ \alpha : \text{十分大きな正数}$$

【0088】とすればよい。また、上記最小自乗法の推定誤差を低減する方法として、種々の修正最小自乗法を用いてもよい。本実施の形態では、補助変数を導入した最小自乗法である補助変数法を用いた例を説明する。該方法によれば、(22)式の関係が得られた段階で $m(k)$

$$\hat{\theta}(N) = \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) \xi_{y0}(k) \right] \quad (28)$$

【0090】また、逐次演算は、以下のようになる。

【0091】

する。

【0082】具体的には、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ ($k = 1, 2, 3, \dots$)に変換し、該データをN点サンプルし、次式の最小自乗法の演算式を用いて、伝達関数のパラメータ θ を推定する。

【0083】

【数15】

法として演算してもよい。

【0085】

【数16】

【0087】

【数17】

を補助変数として、次式を用いて伝達関数のパラメータを推定する。

【0089】

【数18】

【数19】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\xi_{\nu_0}(N) - \zeta^T(N)\hat{\theta}(N-1)] \quad (29)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)m(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)m(N)} \quad (30)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} (I - h(N)\zeta^T(N))P(N-1) \quad (31)$$

【0092】補助変数法の原理は、以下の通りである。

(28)式に(22)式を代入すると、

$$\hat{\theta}(N) = \theta + \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} m(k) r(k) \right] \quad (32)$$

【0094】となるので、(32)式の右辺第2項が零となるように補助変数を選べば θ の推定値は、 θ の真値に一致する。そこで、本実施の形態では、補助変数として、

$$m(k) = [-\xi_{\nu_1}(k-L) - \xi_{\nu_2}(k-L)]^\top \quad (33)$$

とする。ただし、Lは遅延時間である。

【0095】上記のようにして伝達関数を同定した後、 μ 勾配演算手段4において、路面 μ 勾配 D_0 に関する

$$\frac{\hat{a}_2}{\hat{a}_1} = \frac{D_0}{J_1 + J_2} \quad (34)$$

【0097】と演算する。このように(34)式により路面 μ 勾配 D_0 に関する物理量を演算できると、例えば、該物理量が小さいとき、タイヤと路面との間の摩擦特性が飽和状態であると容易に判定できる。

【0098】次に、第2の態様を図9を用いて説明する。図9に示すように、第2の態様では、伝達関数同定手段3で同定されたパラメータに応じて前処理フィルタ6の特性を変化させる適応手段5が、さらに設けられている。

$$F(s) = \frac{1}{\sum_{i=0}^2 (\hat{a}_i / \hat{a}_2) s^{2-i}} \quad (35)$$

【0101】そのときの伝達関数同定部3では、第1の態様の逐次型最小自乗法と同様に、以下の演算を実行する。

【0093】

【数20】

$\zeta(k) = [-\xi_{\nu_1}(k) - \xi_{\nu_2}(k)]^\top$ を式誤差 $r(k)$ と相関を持たないほどに遅らせたものを利用する。すなわち、

$$m(k) = [-\xi_{\nu_1}(k-L) - \xi_{\nu_2}(k-L)]^\top \quad (33)$$

物理量を、

【0096】

【数21】

【0099】この第2の態様では、前処理フィルタ6の伝達関数は、同定すべき伝達関数の分母多項式と同じ特性を有することが望ましいが、同定すべき伝達関数は未知であるため、前処理フィルタ6の伝達関数を、伝達関数同定手段3で同定された伝達関数のパラメータを用いて次式で構成する。

【0100】

【数22】

【0102】

【数23】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\xi_{v0}(N) - \zeta^T(N)\hat{\theta}(N-1)] \quad (36)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)\zeta(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)\zeta(N)} \quad (37)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{I - h(N)\zeta^T(N)\}P(N-1) \quad (38)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \zeta(k) &= [-\xi_{v1}(k) - \xi_{v2}(k)]^T \\ \hat{\theta} &= [\hat{a}_1 \hat{a}_2]^T \end{aligned} \quad (39)$$

$$\xi_{vi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta \omega_i(k) \quad (40)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^2 (\hat{a}_i / \hat{a}_2) \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (41)$$

【0103】そして、適応手段5では、推定された伝達関数のパラメータ θ の各要素 a_1, a_2 から前処理フィルタ6の(35)式の伝達関数の係数を構成する。そして、係数が適応された前処理フィルタ2により検出された車輪速振動 $\Delta \omega$ から、伝達関数同定手段3が、再び車輪共振系の伝達関数のパラメータを推定する。

【0104】第2の態様では、推定されたパラメータに応じて適切に前処理フィルタの特性が変化するため、前処理フィルタのパラメータを固定とした第1の態様に比べて、より良好な推定値が得られる、という効果がある。

【0105】図10には、第2の態様を実施した場合の推定結果が示されている。同図において、横軸がタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量 D_s の真値であり、縦軸が、第2の態様による D_s の推定値である。同図に示すように、本態様によって、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量 D_s が良好に推定されていることがわかる。

【0106】本発明をアンチロックブレーキ制御装置に適用する場合、推定された物理量 D_s を基準値に一致させるようにブレーキ力を制御する。この物理量 D_s は、共振周波数が既知であることを前提にしないで求められたものであるので、タイヤ交換やタイヤ空気圧の低下等によって共振周波数が変化したか否かに係わらず、高精度のアンチロックブレーキ動作が可能となる。また、ト

$$G(s) = \frac{b_2}{s^2 + \hat{a}_1 s + \hat{a}_2} \quad (42)$$

【0111】と表現できるので、(12)式で表現された振動モデルとの対応関係から、

$$\hat{a}_2 = K/J_1$$

【0113】となる。そこで、ばね定数演算手段7では、(43)式より、伝達関数同定手段3による同定パラメ

ラクションコントロールへの応用においても同様の効果を奏すことができる。

20 20 (第2の実施の形態) (6)式及び(12)式からもわかるように、本発明の振動モデルには、車輪状態の未知要素として、タイヤのねじればね定数Kが含まれている。この点に着目し、第2の実施の形態では、第1の実施の形態と同様に、路面外乱 ΔT_s のみが加振入力として車輪共振系に入力されている場合に振動モデルの伝達関数から、タイヤのねじればね定数Kに関する物理量を推定するものである。

【0107】第2の実施の形態を図11のブロック図を用いて説明する。なお、第1の実施の形態と同様の構成については同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

30 【0108】図11に示すように、第2の実施の形態は、伝達関数同定手段3により同定されたパラメータに基づいてタイヤのねじればね定数に関する物理量を演算するばね定数演算手段7を、伝達関数同定手段3の出力端に接続してなるものである。

【0109】次に、ばね定数演算手段7による演算の流れを説明する。図11の伝達関数同定手段3によって伝達関数のパラメータが同定されると、同定された伝達関数は、

40 【0110】

【数24】

【0112】

【数25】

(43)

ータ a_2 の推定値(一付)と予め与えられたリム側の慣性モーメントJ₁とから、タイヤのねじればね定数Kを

演算する。

【0114】さらに、

$$\sqrt{\tilde{a}_2} = \sqrt{K/J_1}$$

【0116】は、車輪共振系の共振周波数となつてゐる。そこで、ばね定数演算手段7では、(44)式より、タイヤのねじればね定数Kに関する物理量の1つとして、車輪共振系の共振周波数も演算することができる。

【0117】さらに、本実施の形態によって得られたタイヤのねじればね定数K及び共振周波数は、タイヤ空気圧に依存するため、タイヤ空気圧診断装置の情報として用いることができ、これによつて安全走行が可能となる。

【0118】このタイヤ空気圧診断装置では、例えば、推定されたタイヤのねじればね定数Kと予め定められた基準値とを比較し、該定数が基準値以上の場合は、“タイヤ空気圧正常”と診断し、該定数が基準値より小さい場合は、“タイヤ空気圧異常”と診断して、ドライバへ警告する。また、高速道路の走行に適したタイヤ空気圧に対応する第2の基準値も容易し、ばね定数Kが、第2の基準値より小さい場合は、ドライバへタイヤ空気圧を補充する旨の警告を表示するようにしてもよい。なお、これらの基準値をタイヤの種類毎に用意することにより、タイヤ交換の際にも、タイヤ空気圧診断の判断基準を同一に保持することができる。

【0119】さらに、ブレーキ力の励振に基づくアンチロックブレーキ制御装置に対して励振周波数を提供できるというメリットもある。例えば、タイヤ空気圧の変動やタイヤ交換により共振周波数が変化しても、変化した共振周波数でブレーキ力を微小励振すれば、同一の摩擦状態において演算された共振ゲインは略同一の値を示すので、ピークムの検出精度を保持できる。また、車輪速度信号の周波数スペクトルのピーク値より共振周波数を検出し、該共振周波数を、タイヤグリップ時の共振周波数と比較することにより、ピークム直前の状態を検出するアンチロックブレーキ制御装置では、本実施の形態により推定された共振周波数を比較の基準とすることにより、タイヤ空気圧の変動等に係わらず、常に正確にピークム直前の状態を検出することができる。

【0120】なお、第2の実施の形態では、前処理フィルタ2のパラメータを固定としたが、第1の実施の形態の第2態様のように、前処理フィルタ2の係数を、推定

$$\Delta\omega_1 = \frac{\sum_{i=0}^2 b_i s^{2-i}}{\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i}} \Delta T_1 + v, a_0 = 1 \quad (45)$$

【0127】の振動モデルを仮定する。ここに、vは車輪速信号を観測するときに含まれる観測雑音である。(45)

【0115】

【数26】

(44)

された伝達関数のパラメータに応じて適応的に変化せることもできる。

【0121】図12には、第2の実施の形態を実施したときの共振周波数の推定結果が示されている。同図において、横軸は、共振周波数の真値であり、縦軸は本実施の形態により(44)式を用いて演算された共振周波数である。同図に示すように、本実施の形態により、きわめて良好に共振周波数を推定できることがわかる。

(第3の実施の形態) 第3の実施の形態の車輪状態推定装置は、励振トルク ΔT_1 が加振入力として車輪共振系に入力されている場合に車輪共振系の伝達関数を同定するものであり、 μ 勾配を演算する第1の態様と、タイヤのねじればね定数を演算する第2の態様とがある。

【0122】図13には、第3の実施の形態に係る車輪状態推定装置の第1の態様の構成が示されている。なお、図8に示した第1の実施の形態と同様の構成については、同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0123】図13に示すように、本車輪状態推定装置には、加振入力としての励振トルク ΔT_1 を、平均的な制御トルク T_1 の回りに重複させる加振手段8が、さらに設けられている。この加振手段8は、ブレーキ圧力やエンジン出力を励振させることにより、車輪を、その中心軸の回りに加振する。例えば、制動トルクを励振する場合、ブレーキ圧力の油圧アクチュエータの増減圧バルブの制御指令において、平均的なブレーキ圧力の指令に所定周波数の増減圧指令を重複させることによって、制動トルクを加振することができる。

【0124】次に、本実施の形態に係る伝達関数同定手段3が依拠する演算式を導出しておく。なお、本実施の形態においても、前処理フィルタ2の演算を、伝達関数同定手段3の演算に含めて実施するものとする。

【0125】まず、第3の実施の形態で同定すべき伝達関数を、路面トルク ΔT_1 を加振入力として、このとき前処理フィルタ2により検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を応答出力とする2次のモデルとする。すなわち、

【0126】

【数27】

5)式を変形すると、次式を得る。

【0128】

【数28】

$$\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} y(t) = \sum_{i=0}^2 b_i s^{2-i} \Delta T_1 + \sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} v(t) \quad (46)$$

【0129】まず、(46)式に(14)式の前処理フィルタを掛けて得られた式を離散化する。このとき、 $\Delta\omega_1$ 、 ΔT_1 、 v は、サンプリング周期T、毎にサンプリングされた離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ 、 $\Delta T_1(k)$ 、 $v(k)$ (k はサンプリング番号： $k=1, 2, 3, \dots$)として表される。また、ラプラス演算子 s は、遅延演算素子

dを用いた上述の双一次変換により離散化することがで

10 【数29】

$$\sum_{i=0}^2 a_i \xi_{yi}(k) = \sum_{i=0}^2 b_i \xi_{ui}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) \quad (47)$$

ただし、

$$\xi_{vi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta\omega_1(k) \quad (48)$$

$$\xi_{ui}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta T_1(k) \quad (49)$$

$$\xi_{vi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) v(k) \quad (50)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^n c_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (51)$$

【0132】また、最小自乗法に基づいて、車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の各離散化データから伝達関数を同定するために、(47)式を、同定すべきパラメータに関して一次関数の形式となるように、次式のように変形する。なお、"

$$\xi_{v0}(k) = \zeta^T(k) \theta + r(k) \quad (52)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \zeta(k) &= [-\xi_{v1}(k) \ - \xi_{v2}(k)]^T \\ \theta &= [a_1 \ a_2]^T \\ r(k) &= \sum_{i=0}^2 b_i \xi_{ui}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) \end{aligned} \quad (53)$$

【0134】である。上式において、 θ が同定すべき伝達関数のパラメータとなる。次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0135】伝達関数同定手段3では、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の離散化データを(52)式に順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータ θ を推定し、これにより伝達関数を同定する。

【0136】具体的には、検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ ($k=1, 2, 3, \dots$)に変換し、該データをN点サンプルする。そして、上式 $\zeta(k)$ 及

40 び $\xi_{ui}(k)$ を用いて、第1の実施の形態における(24)式以降と同じ演算によって、伝達関数のパラメータ a_1 及び a_2 の推定値(付)を演算する。なお、本実施の形態では、逐次型最小自乗法、補助変数法を用いてもよいし、第1の実施の形態の第2態様のように、前処理フィルタ2の係数を、同定された伝達関数のパラメータに適応させて適切に変化させることもできる。

【0137】ここで、加振手段8による励振トルク ΔT の信号波形の例を、図14(A)、図14(B)及び図14(C)に示す。

50 【0138】図14(A)の信号は、疑似ランダム信号

であり、例えば、疑似ランダム信号の1つとして良く知られているM系列信号に基づいて発生させることができ。この場合、加振入力は、多くの周波数成分を有することになるため、伝達関数の推定精度が向上するというメリットがある。

【0139】また、図14(B)の信号は、励振トルクが0の状態から、ある時刻で急激に立ち上がり、それ以降は一定の励振トルクとなるステップ的な信号である。このステップ的な信号を用いた場合、疑似ランダム信号のように頻繁にトルクを変化させる必要が無いので、振動、騒音が少なく、アクチュエータの負担が少なくて済むというメリットがある。

【0140】さらに、図14(C)の信号は、励振トルクが0の状態から、ある時刻で急激に立ち上がり、一定時間経過後に再び励振トルクが0の状態に戻るインパルス的な信号である。このインパルス的な信号を用いた場合、トルクにオフセット成分が無く、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において瞬時に与えることができるので、任意の走行状態で伝達関数を推定することができる。

【0141】次に、第2態様として、上記第1態様において、振動モデルに、タイヤのねじればね定数に関する

$$G(s) = \frac{b_2}{s^2 + \hat{a}_1 s + \hat{a}_2}$$

【0146】と表現できるので、(11)式で表現された振動モデルとの対応関係から、

$$\hat{a}_2 = K/J_1$$

【0148】となる。そこで、ばね定数演算手段7では、(55)式より、伝達関数同定手段3による同定パラメータa₂の推定値(付)と予め与えられたりム側の慣性モーメントJ₁とから、タイヤのねじればね定数Kを

$$\sqrt{\hat{a}_2} = \sqrt{K/J_1}$$

【0151】は、車輪共振系の共振周波数となっている。そこで、ばね定数演算手段7では、(44)式より、タイヤのねじればね定数Kに関する物理量の1つとして、車輪共振系の共振周波数も演算することができる。

【0152】さらに、本態様によって得られたタイヤのねじればね定数K及び共振周波数は、タイヤ空気圧に依存するため、タイヤ空気圧診断装置の情報として用いることができる。また、ブレーキカの励振に基づくアンチロックブレーキ制御装置に対して励振周波数を提供できるというメリットもある。

【0153】なお、本態様では、第1態様のように、加振入力の信号波形は、図14(A)、図14(B)及び図14(C)のいずれかの波形にることができる。

【0154】このように第3の実施の形態では、路面の凹凸が少なく車輪速振動△ω₁の振幅が小さくなる場合であっても、励振トルク△T₁を車輪共振系に印加する

物理量をさらに含む車輪状態推定装置について説明する。

【0142】(5)式及び(11)式からもわかるように、本発明の振動モデルには、車輪状態の未知要素として、タイヤのねじればね定数Kが含まれている。この点に着目し、第2態様では、励振トルク△T₁が加振入力として車輪共振系に入力されている場合に振動モデルの伝達関数から、タイヤのねじればね定数Kに関する物理量を推定するものである。

10 【0143】第2態様を図15のブロック図を用いて説明する。図15に示すように、第2態様は、第2の実施の形態のように、伝達関数同定手段3により同定されたパラメータに基づいてタイヤのねじればね定数に関する物理量を演算するばね定数演算手段7を、伝達関数同定手段3の出力端に接続してなるものである。

【0144】次に、ばね定数演算手段7による演算の流れを説明する。図15の伝達関数同定手段3によって伝達関数のパラメータが同定されると、同定された伝達関数は、

20 【0145】
【数31】

(54)

【0147】

【数32】

(55)

演算する。

30 【0149】さらに、
【0150】
【数33】

(56)

ことにより一定以上の応答出力を常に得ることができるの、路面状態に係わらず、高精度なμ勾配及びタイヤのねじればね定数の推定が可能となる。

(第4の実施の形態) 第4の実施の形態の車輪状態推定装置は、励振トルク△T₁が加振入力として車輪共振系に入力されている場合において、検出された加振入力と応答出力とから車輪共振系の伝達関数を同定するものであり、μ勾配を演算する第1の態様と、タイヤのねじればね定数を演算する第2の態様とがある。

40 【0155】図16には、第4の実施の形態に係る車輪状態推定装置の第1の態様の構成が示されている。なお、図13に示した第3の実施の形態と同様の構成については、同一の符号を付して詳細な説明を省略する。

【0156】図16に示すように、本車輪状態推定装置は、加振手段8により車輪に与えられる加振入力として50 の励振トルク△T₁の実際の値を検出する加振入力検出

手段9と、をさらに備えている。そして、前処理フィルタ2は、検出された加振入力を車輪速度 ω_1 と共に所定のフィルタ処理を施し、伝達関数同定手段3は、フィルタ処理を施された加振入力成分と車輪速振動 $\Delta\omega_1$ から伝達関数のパラメータを推定する。

【0157】この加振入力検出手段9による加振入力の検出方法は、例えば、制動トルクを励振する場合、制動トルクに対応するブレーキ圧力（ホイールシリング圧）を圧力センサ等で検出し、所定の定数を乗じることにより、励振成分を含む制動トルクに変換し、さらにこの制動トルクから平均的な制動トルクの値を減算することに

$$\Delta\omega_1 = \frac{\sum_{i=0}^2 b_i s^{2-i}}{\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i}} \Delta T_1 + v, a_0 = 1 \quad (57)$$

【0161】の振動モデルを仮定する。ここに、 ΔT_1 は、加振入力検出手段9によって検出された実際の励振トルク、 v は車輪速信号を観測するときに含まれる観測

$$\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} y(t) = \sum_{i=0}^2 b_i s^{2-i} \Delta T_1 + \sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} v(t) \quad (58)$$

【0163】まず、(58)式に(14)式の前処理フィルタを掛けて得られた式を離散化する。このとき、 $\Delta\omega_1$ 、 ΔT_1 、 v は、サンプリング周期 T_s 毎にサンプリングされた離散化データ $\Delta\omega_1(k)$ 、 $\Delta T_1(k)$ 、 $v(k)$ （ k はサンプリング番号： $k=1, 2, 3, \dots$ ）として表される。また、ラプラス演算子 s は、遅延演算素子

d を用いた上述の双一次変換により離散化することがで

$$\sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) = \sum_{i=0}^2 b_i \xi_{ui}(k) + \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{vi}(k) \quad (59)$$

ただし、

$$\xi_{yi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta\omega_1(k) \quad (60)$$

$$\xi_{ui}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta T_1(k) \quad (61)$$

$$\xi_{vi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) v(k) \quad (62)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^n c_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (63)$$

【0166】また、最小自乗法に基づいて、車輪速振動 $\Delta\omega_1$ の各離散化データから伝達関数を同定するため(47)式を、同定すべきパラメータに関して一次関数の形式となるように、次式のように変形する。なお、”

よって励振トルク成分のみを加振入力として抽出する。

【0158】次に、本実施の形態に係る伝達関数同定手段3が依拠する演算式を導出しておく。なお、本実施の形態においても、前処理フィルタ2の演算を、伝達関数同定手段3の演算に含めて実施するものとする。

【0159】まず、第4の実施の形態で同定すべき伝達関数を、励振トルク ΔT_1 を加振入力として、このとき前処理フィルタ2により検出された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を応答出力とする2次のモデルとする。すなわち、

10 【0160】

【数34】

雜音である。(57)式を変形すると、次式を得る。

【0162】

20 【数35】

きる。

【0164】また、前処理フィルタの次数 m は、2以上が望ましいので、本実施の形態では、演算時間も考慮して $m=2$ とし、これによって次式を得る。

【0165】

【数36】

【0166】また、前処理フィルタの次数 m は、2以上が望ましいので、本実施の形態では、演算時間も考慮して $m=2$ とし、これによって次式を得る。

【0167】

【数37】

”を行列の転置とする。

$$\xi_{y0} = \zeta^T(k)\theta + r(k) \quad (64)$$

ここに、

$$\begin{aligned}\zeta(k) &= [-\xi_{y1}(k) \ -\xi_{y2}(k) \ \xi_{u0}(k) \ \xi_{u1}(k) \ \xi_{u2}(k)]^T \\ \theta &= [a_1 \ a_2 \ b_0 \ b_1 \ b_2]^T \\ r(k) &= \sum_{i=0}^2 a_i \xi_{yi}(k)\end{aligned}\quad (65)$$

【0168】である。上式において、 θ が同定すべき伝達関数のパラメータとなるが、本実施の形態では ΔT_1 を検出するので、上記実施の形態と異なり、係数 b_0 、 b_1 、 b_2 をも推定できることがわかる。

【0169】次に、第4の実施の形態に係る第1態様の作用を説明する。伝達関数同定手段3では、検出された車輪速振動 $\Delta \omega_1$ の離散化データを(64)式に順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータ θ を推定し、これにより伝達関数を同定する。

【0170】具体的には、検出された車輪速振動 $\Delta \omega_1$

$$\hat{x}(k) = \frac{\sum_{i=0}^2 \hat{b}_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}}{\sum_{i=0}^2 \hat{a}_i \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \Delta T_1 \quad (66)$$

【0172】より、真の出力 $x(k)$ の推定値(付)を逐次的に求め、この推定値を用いて補助変数を次式のように構成することができる。

$$\xi_{xi}(k) = \left(\frac{T_s}{2}\right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \hat{x}(k) \quad (67)$$

$$m(k) = [-\xi_{x1}(k) \ -\xi_{x2}(k) \ \xi_{u0}(k) \ \xi_{u1}(k) \ \xi_{u2}(k)]^T \quad (68)$$

【0174】また、

$$\zeta(k) = [-\xi_{,,1}(k) \ -\xi_{,,2}(k) \ \xi_{,,0}(k) \ \xi_{,,1}(k) \ \xi_{,,2}(k)]^T \quad (69)$$

を式誤差 $r(k)$ と相関を持たないほどに遅らせたものを利用する。すなわち、

$$m(k) = [-\xi_{y1}(k-L) \ -\xi_{y2}(k-L) \ \xi_{u0}(k-L) \ \xi_{u1}(k-L) \ \xi_{u2}(k-L)]^T \quad (70)$$

【0176】とする。ただし、Lは遅延ステップ数である。さらに、本態様では、第1の実施の形態の第2態様のように、前処理フィルタ2の係数を、同定された伝達関数のパラメータに適応させて適切に変化させることもできる。

【0177】また、加振入力の波形を、図14(A)、図14(B)及び図14(C)のようにしてもよいが、

$$J_1 \approx J_2 \quad (71)$$

10 を離散化データ $\Delta \omega(k)$ ($k=1, 2, 3, \dots$)に変換し、該データをN点サンプルする。そして、上式 $\zeta(k)$ 及び $m(k)$ を用いて、第1の実施の形態における(24)式以降と同じ演算によって、伝達関数のパラメータ a_1 及び a_2 の推定値(付)を演算する。なお、本実施の形態では、逐次型最小自乗法、補助変数法を用いてよい。補助変数法を用いる場合には、本実施の形態のように加振入力が検出できる場合は、同定された伝達関数のパラメータを用いて、

【0171】

20 【数38】

【0173】

【数39】

【0175】

【数40】

$$m(k) = [-\xi_{y1}(k-L) \ -\xi_{y2}(k-L) \ \xi_{u0}(k-L) \ \xi_{u1}(k-L) \ \xi_{u2}(k-L)]^T \quad (70)$$

本態様において、タイヤが路面にグリップしている時の共振周波数(以下、「タイヤ共振周波数」という)が明らかな場合は、該共振周波数で加振することもできる。発明者らの実験的研究により、(11)式で表現される振動モデルは、

【0178】

【数41】

【0179】となることがわかっているので、(11)、(7-50-1)式に基づいて、タイヤ共振周波数で加振したときの加

振入力から応答出力までの伝達特性を求める

【数42】

【0180】

$$D_0$$

$$\Delta \omega_1 = \frac{D_0}{2KJ_1} \Delta T_1 \quad (72)$$

【0181】という0次の伝達関数になる。そこで、同定すべき伝達関数を

$$\Delta \omega_1 = G_d \Delta T_1 \quad (73) \quad 10 \quad 【数43】$$

とおき、伝達関数同定手段3において、次式のように最

$$\hat{\theta}(N) = \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \zeta^T(k) \right]^{-1} \left[\sum_{k=1}^N \rho^{N-k} \zeta(k) \xi_{v0}(k) \right] \quad (74)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \zeta(k) &= \xi_{v0} \\ \hat{\theta} &= G_d \end{aligned} \quad (75)$$

$$\xi_{v0}(k) = \Delta \omega_1(k) \quad (76)$$

$$\xi_{v0}(k) = \Delta T_1(k) \quad (77)$$

【0183】である。また、上記最小自乗法は、次式のように逐次型最小自乗法として演算することもできる。

【0184】

【数44】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\xi_{v0}(N) - \zeta^T(N) \hat{\theta}(N-1)] \quad (78)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)\zeta(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)\zeta(N)} \quad (79)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{I - h(N)\zeta^T(N)\} P(N-1) \quad (80)$$

【0185】ここに、 ρ は、いわゆる忘却係数で、通常は0.95~0.99の値に設定する。このとき、初期値は、

$$\hat{\theta}(-1) = 0, P(-1) = \alpha I, \alpha : \text{十分大きな正数}$$

【0187】とすればよい。さらに、上記最小自乗法に、補助変数法などの修正最小自乗法を適用することによって、さらに正確な推定値が得られる。

【0188】そして、同定された伝達関数のパラメータ

$$\hat{G}_d = \frac{D_0}{2KJ_1} \quad (81)$$

であるので、 μ 勾配演算手段4は、この G_d の推定値を用いて(81)式より路面のすべり易さ D_0 に関する物理量を演算する。

【0190】この場合、加振入力の周波数は、本発明の第2の実施の形態や、第3の実施の形態に係る第2態様などによって演算されたタイヤのねじればね定数から求めた共振周波数を用いることができる。このようにタイヤ共振周波数のみで加振する場合は、加振入力のパワー

G_d の推定値は、(72)式と(73)式の対応関係より、

【0189】

【数46】

を該周波数成分に集中して与えることができるので、加振入力検出手段9及び応答出力検出手段1からの出力のS/N比が向上し、演算精度が向上するというメリットがある。

【0191】次に、第2態様として、上記第1態様において、振動モデルに、タイヤのねじればね定数に関する物理量をさらに含む車輪状態推定装置について図17のブロック図を用いて説明する。

〔0192〕図17に示すように、第2態様は、第1態様の μ 勾配演算手段4の代わりに、伝達関数同定手段3により同定されたパラメータに基づいてタイヤのねじればね定数に関する物理量を演算するばね定数演算手段7を、伝達関数同定手段3の出力端に接続してなるものである。

$$\Delta\omega_1 = \frac{\sum_{i=0}^2 b_i s^{2-i}}{\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i}} \Delta T_1 + v, \quad a_0 = 1 \quad (82)$$

〔0195〕と表現できるので、(11)式で表現された振動モデルとの対応関係から、

$$\hat{a}_2 = K/J_1$$

〔0197〕となる。そこで、ばね定数演算手段7では、伝達関数同定手段3による同定パラメータ a_1 の推定値（ \hat{a}_1 ）と予め与えられたリム側の慣性モーメント J_1 とから、(83)式より、タイヤのねじればね定数 K を

$$\sqrt{\hat{a}_2} = \sqrt{K/J_1}$$

〔0200〕は、車輪共振系の共振周波数となってい
る。そこで、ばね定数演算手段7では、(44)式より、タ
イヤのねじればね定数Kに関する物理量の1つとして、
車輪共振系の共振周波数も演算することができる。

【0201】さらに、本態様によって得られたタイヤのねじればね定数K及び共振周波数は、タイヤ空気圧に依存するため、タイヤ空気圧診断装置の情報として用いることができる。また、ブレーキ力の励振に基づくアンチロックブレーキ制御装置に対して励振周波数を提供できるというメリットもある。

【0202】なお、本態様でも、タイヤ共振周波数で加振する場合以外は、加振入力の信号波形は、図1-4(A)、図1-4(B)及び図1-4(C)のいずれかの波形にすることができる。

【0203】このように第4の実施の形態では、実際に検出された加振入力を用いるので、より多くの伝達関数パラメータを推定できる。

(第5の実施の形態) 第5の実施の形態の車輪状態推定装置は、応答出力の内、周期的な信号である応答出力のみを選別し、選別された応答出力に基づいて車輪共振系の伝達関数を同定し、 μ 勾配を演算するものである。第5の実施の形態の車輪状態推定装置の構成を図18のブロック図を用いて説明する。図18示すように、前処理フィルタ2と伝達関数同定手段3との間に、前処理フィルタ2から出力される車輪速振動 $\Delta \omega$ の内、周期的な信号のみを選別して、伝達関数同定手段3に出力する選別手段10を備えている点が相違するのみであり、その他は、第1の実施の形態と同様の構成である。車輪速振

【0193】次に、ばね定数演算手段7による演算の流れを説明する。図17の伝達関数同定手段3によって伝達関数のパラメータが同定されると、同定された伝達関数は、

[0 1 9 4]

〔数 47〕

{ 0 1 9 6 }

【数 4 8】

(83)

演算する。

[0198] さらに、

[0 1 9 9]

(84)

動 $\Delta \omega$ が周期的な信号であれば、所定期間内に入力した車輪速振動 $\Delta \omega_1$ を、周波数－振幅（パワー）グラフにプロットすると、符号 100 に示すようなグラフになるはずである。しかしながら、車輪速振動 $\Delta \omega_1$ が、振幅が突発的に大きい出力（例えば、エイリアス（alias）による折り返しノイズ等）102 や周期的な変化が顕著に現れない出力（S/N 比が小さい出力）104 を用いて車輪共振系の伝達関数を同定し、 μ 勾配を演算すると、ばらつきが大きく、推定精度が悪い。よって、周期的な信号である応答出力のみを選別する必要がある。周期的な出力 100 を時系列にグラフ化した図 20 (B) と比較すると、時系列的にグラフ化した振幅が突発的に大きい出力 102 は、図 20 (A) に示すように、周期性が悪い。また、時系列的にグラフ化した周期的な変化が顕著に現れない出力 104 は、図 20 (C) に示すように、周期性が非常に悪い。一方、図 20

(B) で実線で示した周期的な出力 100 と、周期的な出力 100 を該周期的な出力 100 の周期的な部分が該周期的な出力 100 の変化に対応する変化するように変換した値（図 20 (B) で点線で示した）と、は一定の相関関係を有する。即ち、前述した実施の形態において説明したように、周期的な出力 100 を \sin としたとき、該周期的な出力 100 を上記のように変換、例えば、偶数（例えば、2 回）回微分（その他、偶数回差分、偶数回積分、及び偶数回和分の何れかでもよい）した値は $\sin x$ となるので、 $\sin x$ 及び $\sin y$ から定まる点は、図 21 に示すように、一定範囲 110 内に位置し、完全に周期的であれば所定の直線 112 上

に位置し、周期性が悪くなればなるほど、広い範囲114に位置するようになる。そこで、本実施の形態では、車輪速振動 $\Delta\omega_1$ である応答出力 ξ_{y1} と、該応答出力 ξ_{y1} を上記のように変換した値 ξ_{y1} との相関係数 σ （式(8)

$$\sigma = \frac{-\sum_{k=1}^N \rho_c^{N-k} \xi_{y0}(k) \xi_{y2}(k)}{\sqrt{\left(\sum_{k=1}^N \rho_c^{N-k} \xi_{y0}(k) \xi_{y0}(k)\right) \left(\sum_{k=1}^N \rho_c^{N-k} \xi_{y2}(k) \xi_{y2}(k)\right)}} \quad (85)$$

但し、 ρ_c は忘却係数、Nは応答出力の個数を示す。即ち、選別手段10は、前処理フィルタ2から車輪速振動 $\Delta\omega_1$ が入力される毎に、図22に示した選別処理ルーチンを実行する。ステップ22では、前処理フィルタ（帯域通過）処理する。ステップ24では、前処理フィルタ処理後の車輪速振動 $\Delta\omega_1$ から求めた応答出力 ξ_{y1} と、該応答出力 ξ_{y1} を上記のように変換した値 ξ_{y1} との相関係数 σ （式(85)）を演算する。ステップ26で、演算した相関係数 σ が所定範囲（ $\sigma_1 < \sigma < \sigma_2$ ）内か否かを判断することにより、今回入力された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ が周期的な信号であるか否かを判断する。演算した相関係数 σ が所定範囲でない場合には、今回入力された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ が周期的な信号でないので、本ルーチンを終了する。これにより、今回入力された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ が伝達関数同定手段3に入力されないので、周期的な信号でない信号に基づいて、車輪共振系の伝達関数を同定され、勾配が演算されることを防止することができる。一方、演算した相関係数 σ が所定範囲内の場合には、今回入力された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ が周期的な信号であるので、ステップ28で、今回入力された車輪速振動 $\Delta\omega_1$ を伝達関数同定手段3に入力する。これにより、周期的な信号に基づいて、車輪共振系の伝達関数を同定され、勾配が演算される。よって、伝達関数の同定精度や勾配の推定精度を向上させることができる。ここで、振幅が突発的に大きい出力（ノイズ）を上記のように変換しても、変換した値には周期的な部分以外の成分が多く含まれる。即ち、振幅が突発的に大きい出力を上記のように変換した値は該応答出力の変化に対応して変化しないので、振幅が突発的に大きい出力と該応答出力を上記のように変換した値との相関係数 σ が上記所定範囲内とならない。例えば、図24(A)、図24(B)に示すように、周波数が周波数 F_1 を含む所定範囲にノイズKが現れかつ相関係数 σ が所定範囲外の信号群A（図23(A)参照）は選別手段10により除去される。また、図25に示すように、周期的な変化が顕著に現れない出力Cを上記のように変換した値には、該応答出力の変化に対応して変化するように変換された成分が少ない。よって、周期的な変化が顕著に現れない出力Cと該応答出力を上記のように変換した値との相関係数 σ が上記所定範囲内とならない。例えば、図26(A)、

5)）を求め、求めた相関係数 σ に基づいて、周期的な信号である応答出力のみを選別する。

【数50】

図26(B)に示すように、相関係数 σ が所定範囲外の信号群C（図26(A)参照）は選別手段10により除去される。なお、この周期的な変化が顕著に現れない出力Cは、車両がダート路を走行したときに得られたものである。一方、図24(C)、図24(D)に示すように、ノイズ成分がなくかつ相関係数 σ が所定範囲内の信号群B（図23(B)参照）が選別手段10により選別されて、伝達関数同定手段3に入力される。また、図25に示すように、周期的な出力Dを上記のように変換した値には、該応答出力の変化に対応して変化するように変換された成分が多い。よって、周期的な出力Dと該応答出力を上記のように変換した値との相関係数 σ が上記所定範囲内となる。例えば、図26(A)、図26(B)に示すように、相関係数 σ が所定範囲内の信号群D（図26(A)参照）は選別手段10により除去されない。よって、伝達関数同定手段3に入力される。なお、図25に示した周期的な出力Dは、車両がアスファルト路を走行したときに得られたものである。よって、大きさが突発的に大きな応答出力や周期的な変化が顕著に現れない出力を除去した応答出力に基づいて上記未知要素を推定することができる。以上説明した第5の実施の形態では、勾配を演算するものであるが、本発明はこれに限定されず、タイヤのねじればね定数を演算するようにしてもよい。即ち、本実施の形態は、上記第1の実施の形態（第1の態様）にのみ適用されるものではなく、前述した全ての実施の形態に適用可能である。

【0204】以上述べた本発明の各実施の形態は、いずれも連続時間モデルの伝達関数を同定することとし、該伝達関数のパラメータを直接推定するようにしたので、離散時間モデルの同定に伴う上記問題点を回避できる。

【0205】また、種々の走行状態で成立する振動モデルに含まれる車輪状態を同定するので、ブレーキ時に限定されることなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態での車輪状態を推定することができる。

【0206】以上が本発明の実施の形態であるが、本発明は、上記例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において任意好適に変更可能である。

【0207】例えば、上記第1～第5の実施の形態では、車輪共振系を、(11)式及び(12)式で表される2次の

振動モデルとして説明したが、(5) 式及び(6) 式で表される3次の振動モデルに基づいて、車輪の状態推定を行ってもよいことは明らかである。

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を未知要素として含む振動モデルに基づいて、タイヤのねじればね定数が既知であることを前提にすることなく、少なくとも検出された応答出力を略満足させるような該未知要素を推定するようにしたので、高精度にタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を求めることができ、タイヤ交換やタイヤ空気圧の変動によって共振周波数が変化した場合にも即座に対応できる、という優れた効果が得られる。

【0208】また、請求項1の発明では、タイヤと路面との間の摩擦特性として制動・駆動・定常走行などの走行状態に係わらず成立するモデルを、振動モデルの中に有しているので、従来技術にみられたように推定の機会がブレーキ時に限られるという問題がなく、制動・駆動・定常走行など種々の走行状態において、等しく車輪状態を推定可能である、という効果がある。なお、ブレーキ部に加振手段を有しない車種や、ブレーキ時にのみ加振できる車種の場合でも、路面外乱を加振入力として用いることによって、車輪状態を推定することができる。

【0209】さらに、請求項2の発明では、検出された応答出力を基づいて、振動モデルを適忯的に修正するようにしたので、さらに推定精度を向上させることができる、という効果が得られる。

【0210】また、請求項3の発明では、振動モデルがタイヤのねじればね定数に関する物理量を車輪状態の未知要素としてさらに含み、該物理量を推定可能としたので、該物理量と関連するタイヤ空気圧の診断が可能となる、というさらなる効果が得られる。

【0211】また、請求項4の発明は、車輪共振系へ加振入力を与えるようにしたので、路面に凹凸が少なく路面外乱が小さい場合でも、高精度な推定が可能となる、という効果が得られる。

【0212】さらに、請求項5の発明は、加振入力手段により車輪共振系へ与えられる加振入力を検出するようになして、より多くのパラメータを推定することができる、というさらなる効果が得られる。また、請求項6及び請求項7の発明は、応答出力が周期的な出力か否かを判断するための判断値を算出し、算出した判断値に基づいて、検出された応答出力の中から推定手段に入力する出力を選別し、選別された出力を用いて上記未知要素を推定するので、大きさが突発的に大きな応答出力や周期的な変化が顕著に現れない出力を除去した応答出力を基づいて上記未知要素を推定することができる、という効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る車輪共振系と等価な力学モデルを

示す図である。

【図2】本発明に係る車輪共振系におけるタイヤー路面間の摩擦特性を示す図である。

【図3】本発明に係る振動モデルの概念図である。

【図4】(A) 及び(B) は、実際にブレーキ圧力P₀を種々に変化させたときの車輪共振系における周波数特性の実験結果であって、(A) は振幅特性、(B) は位相特性を示す。

【図5】(A) 及び(B) は、本発明に係る振動モデルにおいて、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量D₀を種々に変化させたときに各々計算された該振動モデルの伝達特性を示す図であって、(A) は振幅特性、(B) は位相特性を示す。

【図6】(A) 及び(B) は、駆動輪で実際に検出された車輪速信号の周波数解析結果であって、(A) はアスファルト路、(B) はダート路に関する。

【図7】(A) 及び(B) は、本発明に係る振動モデルにおいて、タイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量D₀を種々に変化させたときに各々計算された該振動モデルの伝達特性を示す図であって、(A) は振幅特性、(B) は位相特性を示す。

【図8】本発明の第1の実施の形態に係る第1態様の構成を示すブロック図である。

【図9】本発明の第1の実施の形態に係る第2態様の構成を示すブロック図である。

【図10】第1の実施の形態の車輪状態推定装置により推定されたタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量D₀の推定結果である。

【図11】本発明の第2の実施の形態の構成を示すブロック図である。

【図12】第2の実施の形態の車輪状態推定装置により推定された車輪共振系の共振周波数の推定結果である。

【図13】本発明の第3の実施の形態に係る第1態様の構成を示すブロック図である。

【図14】(A) ~ (C) は、第3の実施の形態に係る加振入力手段の加振入力波形を示す図であって、(A) は疑似ランダム波形、(B) はステップ的波形、(C) はインパルス的波形を示す。

【図15】本発明の第3の実施の形態に係る第2態様の構成を示すブロック図である。

【図16】本発明の第4の実施の形態に係る第1態様の構成を示すブロック図である。

【図17】本発明の第4の実施の形態に係る第2態様の構成を示すブロック図である。

【図18】本発明の第5の実施の形態に係る構成を示すブロック図である。

【図19】周期的な信号と周期的でない2つの信号を示したグラフである。

【図20】(A) 及び(C) は、周期的な信号とはいえない信号を示したグラフであり、(B) は、周期的な信

号を示したグラフである。

【図21】応答出力xと、該応答出力を周期的な部分が該応答出力の変化に対応して変化するように変換した値yと、の関係を示した図である。

【図22】選別手段が実行する選別処理ルーチンを示したフローチャートである。

【図23】(A)は周期的な信号と周期的でない信号(ノイズ)の相関係数を時系列的に示したグラフであり、(B)は周期的な信号と周期的でない信号(ノイズ)の車速を時系列的に示したグラフである。

【図24】(A)及び(B)は、周期性が比較的低い車輪速信号を示したグラフであり、(C)及び(D)は、周期性が比較的高い車輪速信号を示したグラフであり、(A)及び(C)は前右輪速信号であり、(B)及び(D)は前左輪信号である。

【図25】周期的な信号と周期的な変化が顕著に現れな

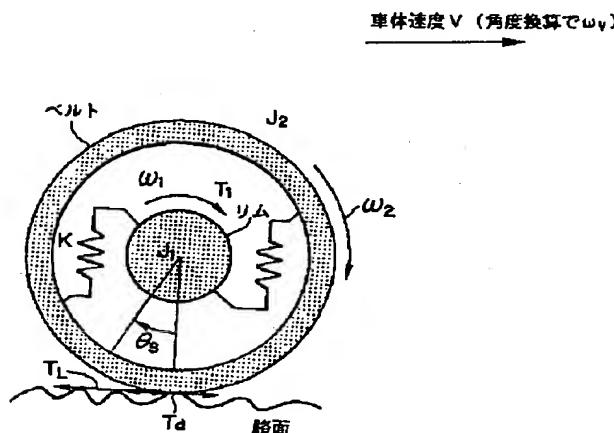
い信号の周波数ースペクトルの関係を示したグラフである。

【図26】(A)は周期的な信号と周期的な変化が顕著に現れない信号の相関係数を時系列的に示したグラフであり、(B)は周期的な信号と周期的な変化が顕著に現れない信号に対応する車輪速を時系列的に示したグラフである。

【符号の説明】

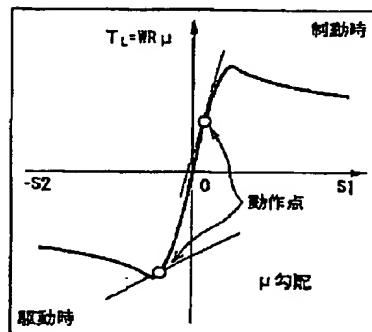
- | | |
|----|--------------|
| 1 | 車輪速検出手段 |
| 10 | 前処理フィルタ |
| 2 | 伝達関数同定手段 |
| 3 | μ 勾配演算手段 |
| 4 | 適用手段 |
| 5 | バネ定数演算手段 |
| 7 | 選別手段 |
| 10 | |

【図1】



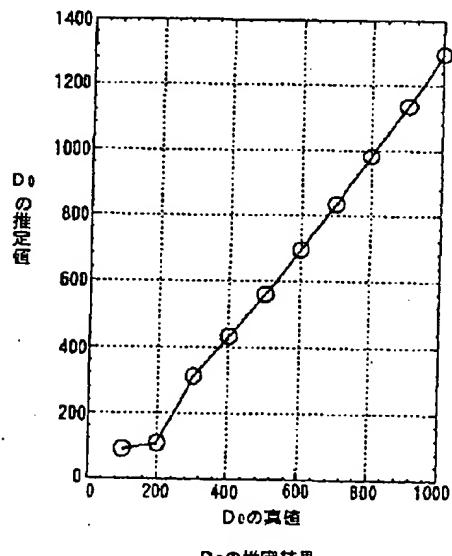
車輪共振系の等価力学モデル

【図2】

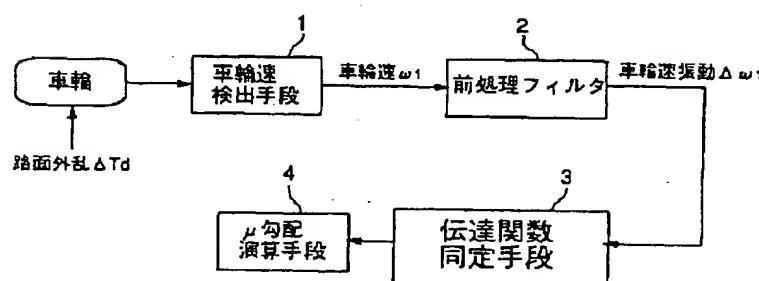


タイヤ-路面間の摩擦特性

【図10】

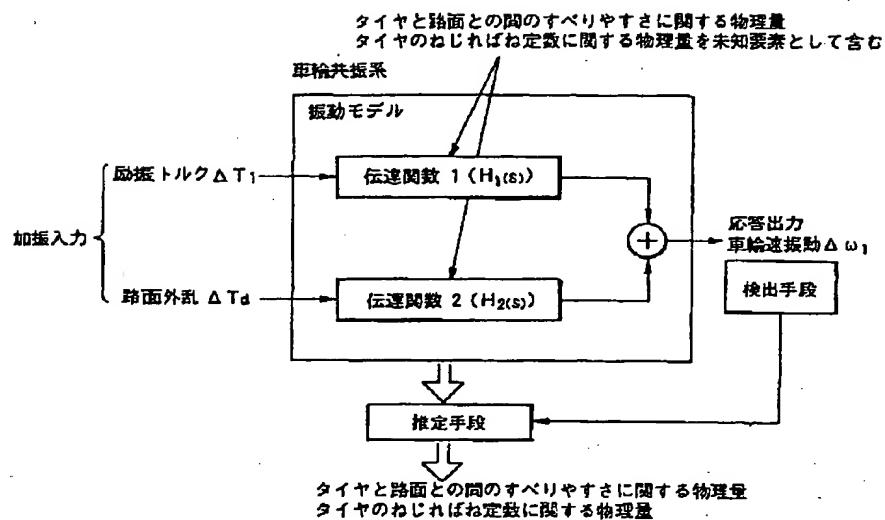


【図8】

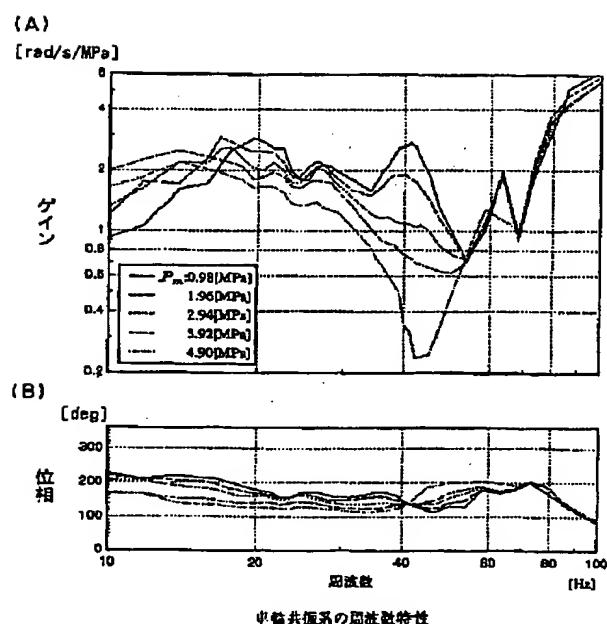


第1の実施の形態 第1種様のブロック図

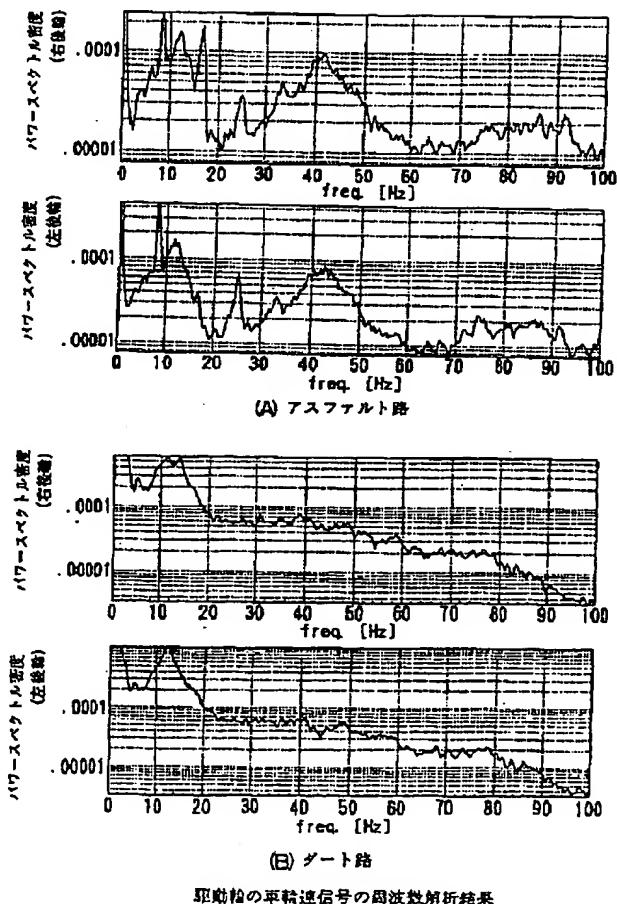
【図 3】



【図 4】

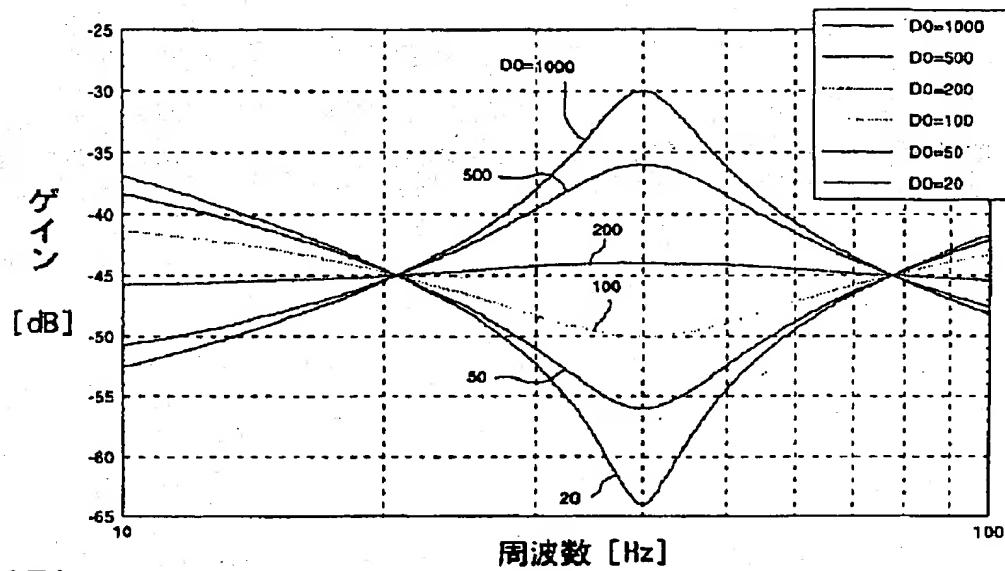


【図 6】

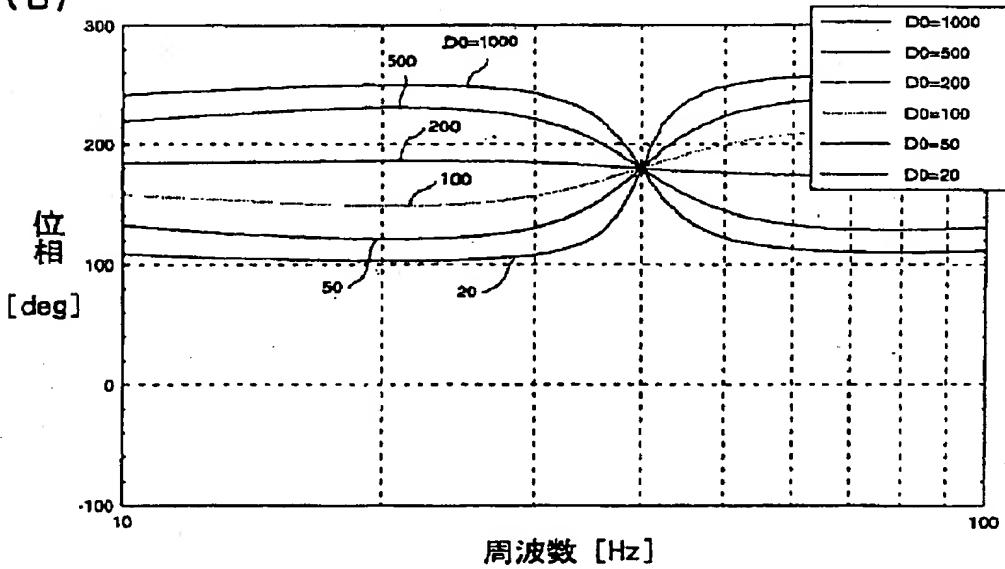


【図 5】

(A)



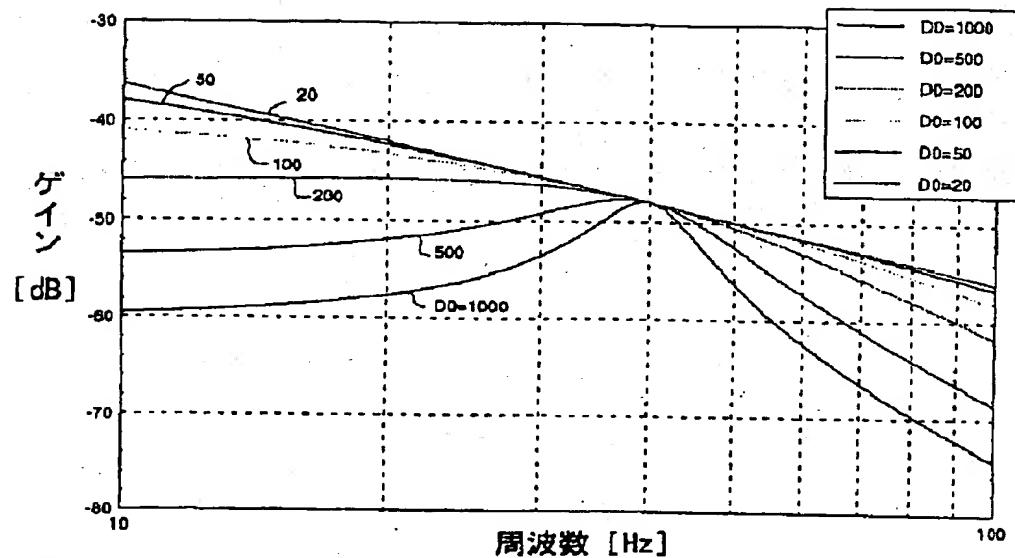
(B)



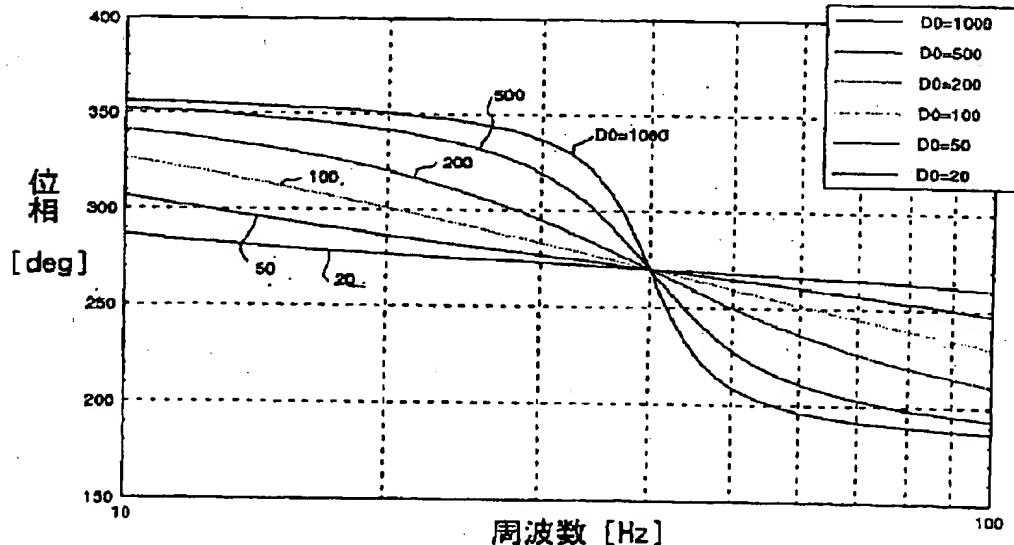
ブレーキ圧から車輪速振動までの伝達特性

【図 7】

(A)

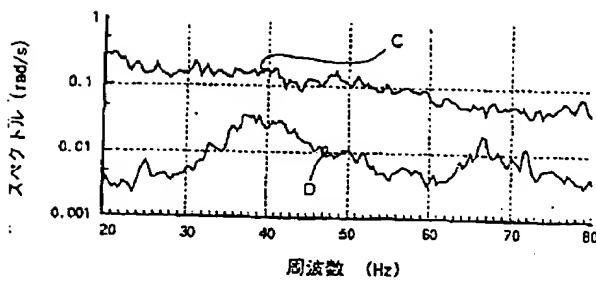


(B)

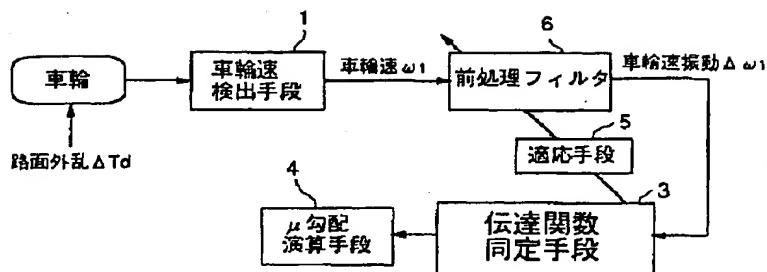


路面外乱から車輪速振動までの伝達特性

【図 25】

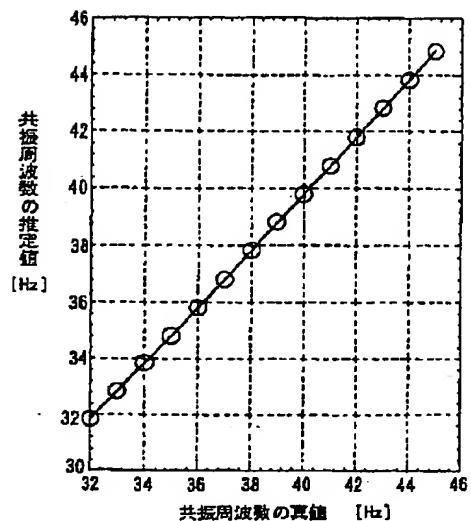


【図 9】

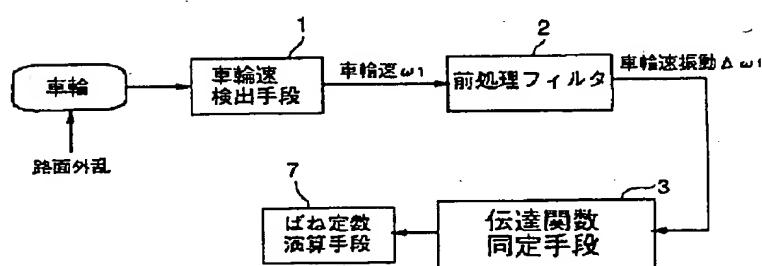


第1の実施の形態 第2態様のブロック図

【図 12】

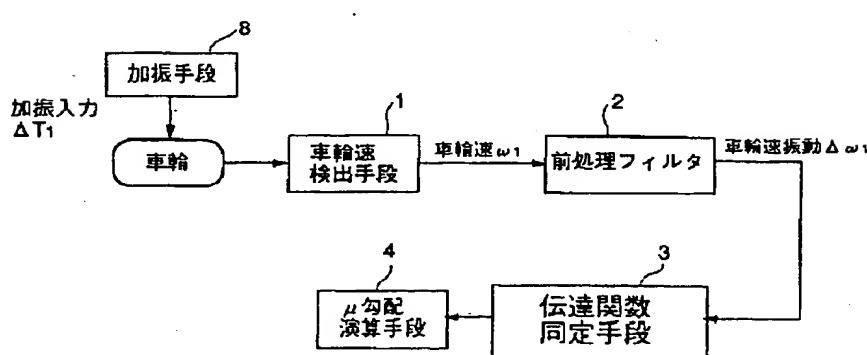


【図 11】



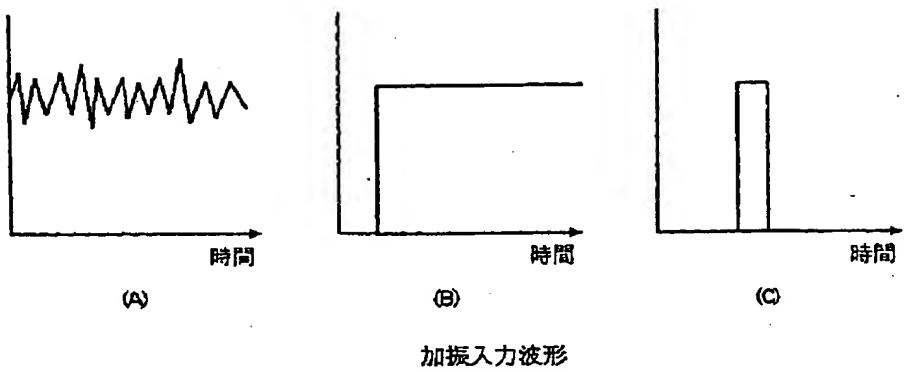
第2の実施の形態のブロック図

【図 13】

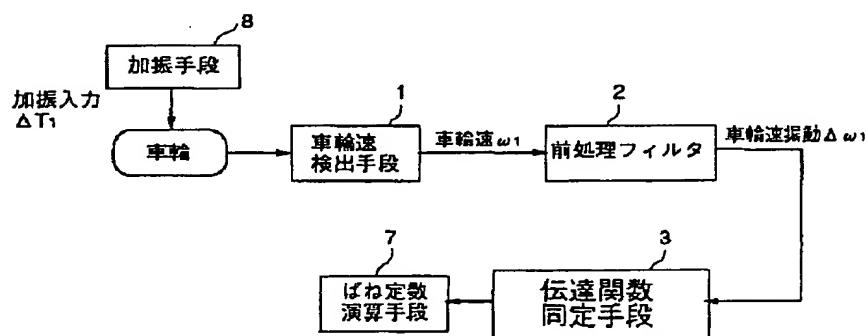


第3の実施の形態 第1態様のブロック図

【図 1 4】

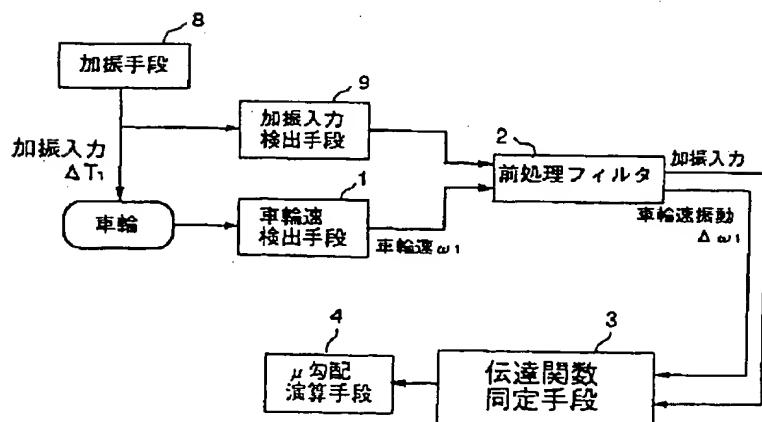


【図 1 5】



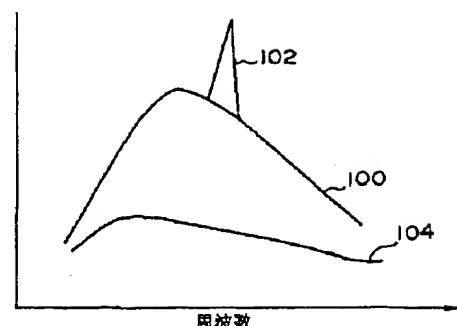
第3の実施の形態 第2様様のブロック図

【図 1 6】

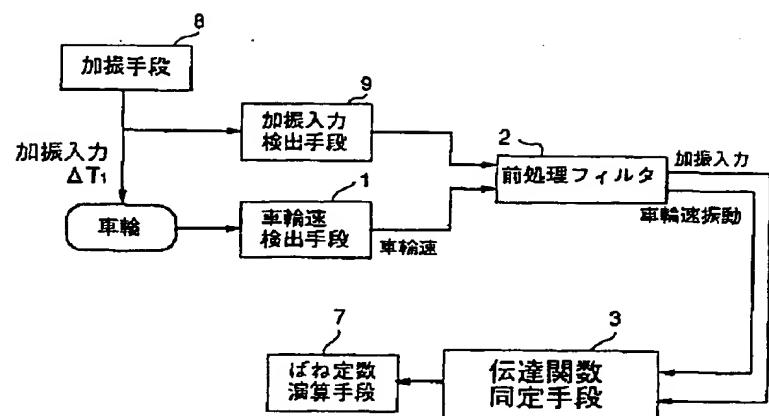


第4の実施の形態 第1様様のブロック図

【図 1 9】

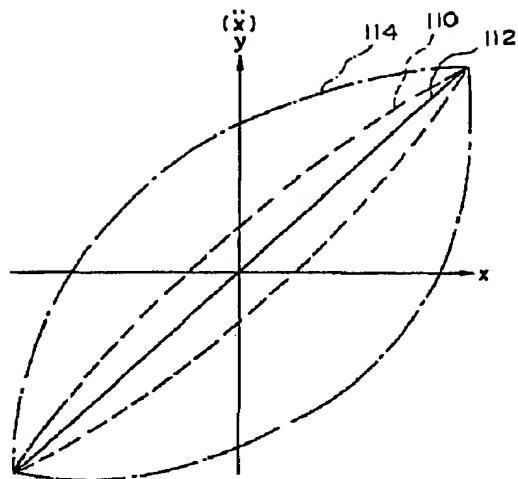


【図 17】

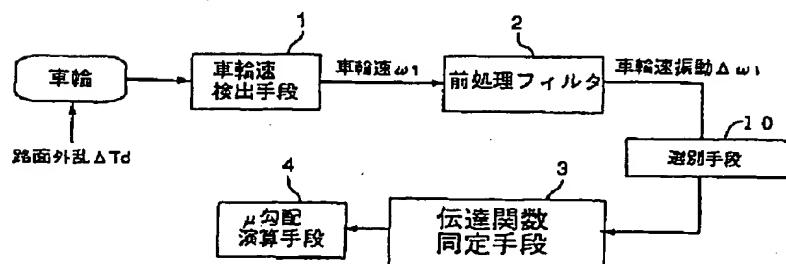


第4の実施の形態 第2態様のブロック図

【図 21】

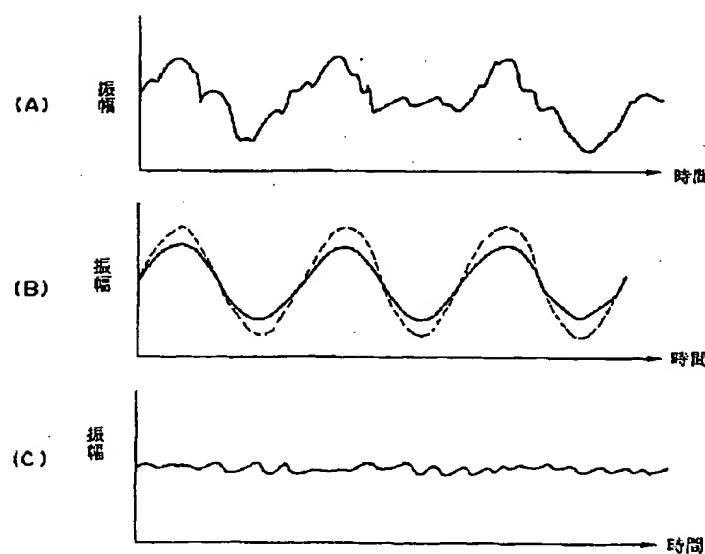


【図 18】

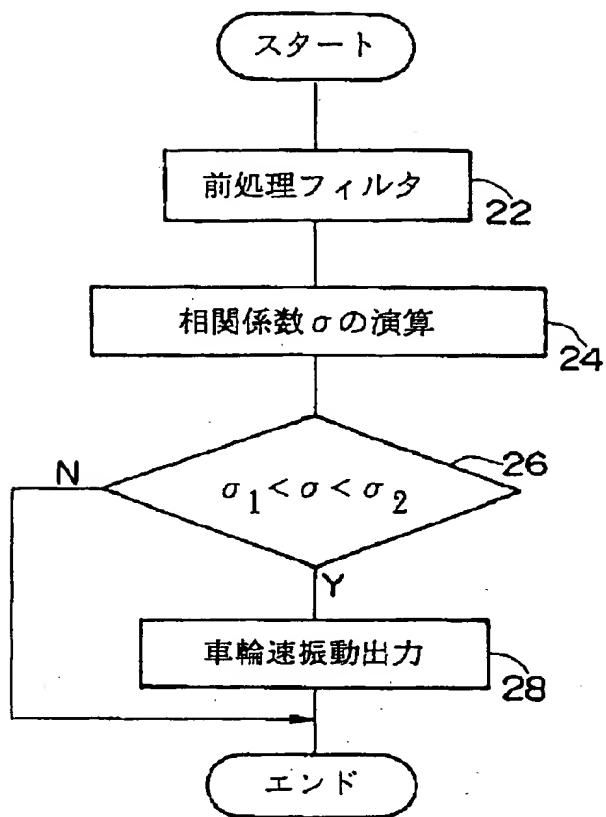


第5の実施の形態のブロック図

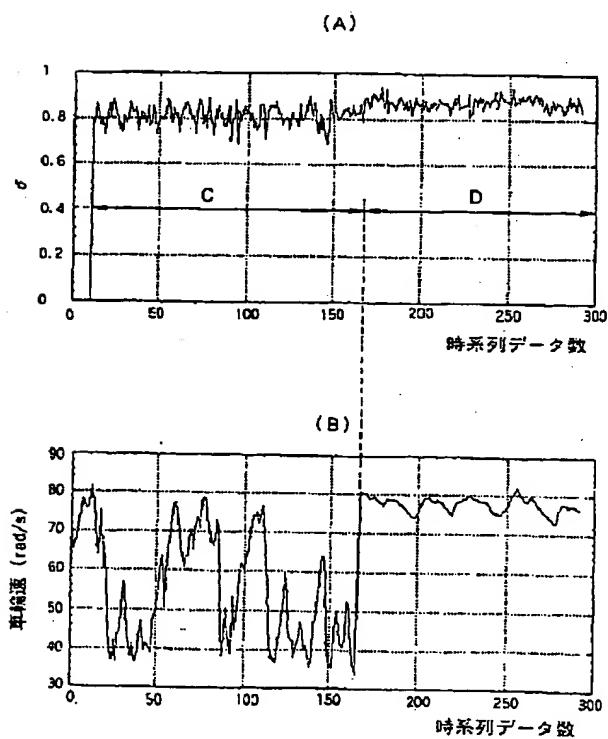
【図 20】



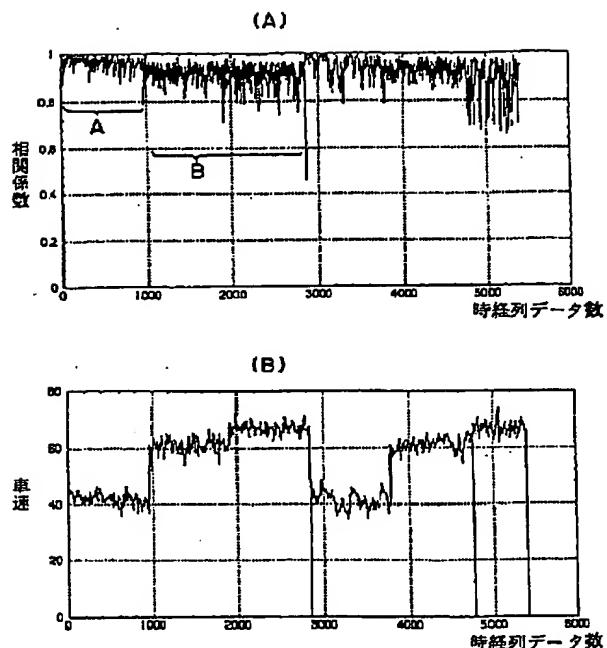
【図 22】



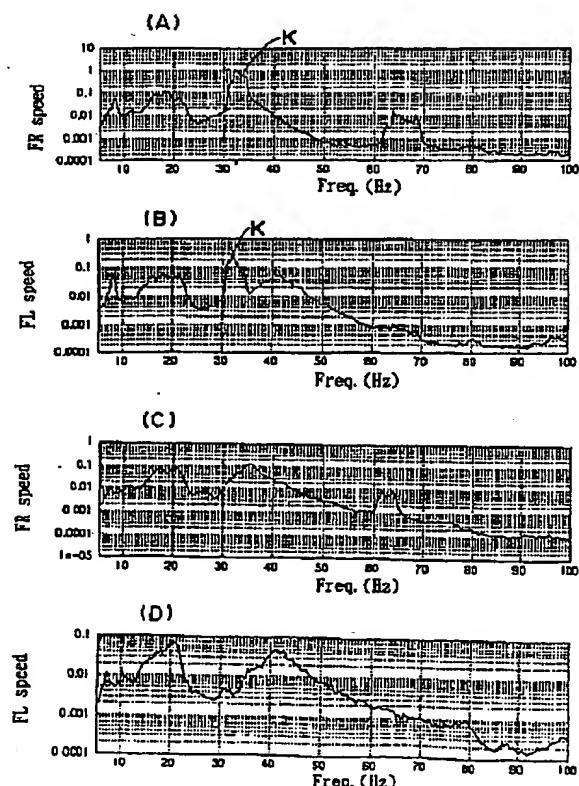
【図 26】



【図 23】



【図 24】



フロントページの続き

- (72)発明者 山口 裕之
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の1 株式会社豊田中央研究所内
- (72)発明者 浅野 勝宏
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の1 株式会社豊田中央研究所内
- (72)発明者 菅井 賢
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41
番地の1 株式会社豊田中央研究所内